

**Projecto de uma caixa de velocidades  
*close ratio* para um automóvel de competição**

*Lisuarte André Gomes*

**Relatório do Projecto Final / Dissertação do MIEM**

Orientador na FEUP: Prof. José Ferreira Duarte



**FEUP**

**Faculdade de Engenharia da Universidade do Porto  
Mestrado Integrado em Engenharia Mecânica**

Junho de 2012



“Strive for perfection in everything you do. Take the best that exists and make it better.  
When it does not exist, design it.”

Sir Henry Royce



# **Projecto de uma caixa de velocidades *close ratio* para um automóvel de competição**

## **Resumo**

A caixa de velocidades é, num automóvel de competição, um elemento fundamental à sua performance. Para além da necessidade de um correcto escalonamento de relações de transmissão, é também requerida uma rápida mudança entre elas. Nesse sentido, a solução construtiva utilizada numa caixa de velocidades para competição difere daquela presente nas dos automóveis correntes.

O presente relatório pretende acompanhar o projecto e a fabricação de uma caixa de velocidades para utilização num automóvel de competição. Para tal, foi escolhido como alvo o Fiat 131 Abarth, pela sua importância na história do desporto automóvel.

O projecto assentou na premissa de utilizar os cárteres de uma caixa de velocidades corrente de um Fiat 131, assim como os veios de entrada e de saída e o grupo selector, para minimizar a complexidade e custo de fabrico. Os restantes componentes foram projectados com essa ideia em mente. A selecção do escalonamento foi feita entre três opções, presentes na regulamentação técnica da FIA a que o automóvel tem de obedecer.



## **Design of a close ratio gearbox for a racing car**

### **Abstract**

In a racing car, the gearbox is an essential component to its performance. Not only does it require a correct definition of its gear ratios but also a short gear-changing time. Hence, the design solution for competition gearboxes differs from the one used in common gearboxes.

The present report aims to follow the design and fabrication of a gearbox for a competition car. The selected automobile is a Fiat 131 Abarth, for its role in automotive and motorsport history.

The project was based on the premise of using the crankcase of a regular Fiat 131 gearbox, as well as the input and output shaft and the selector mechanism, in order to keep the fabrication complexity and costs to a minimum. The rest of the components were designed with that in mind. The selection of the gear ratios was made between three options, defined by the FIA technical regulation that the car must obey.





## **Agradecimentos**

Ao meu Pai, por ser o principal mentor e impulsionador da minha paixão pelos automóveis e pelo desporto motorizado.

Ao Professor José Ferreira Duarte pelo acompanhamento dado ao projecto e por todo o trabalho desenvolvido em prol do desporto automóvel, não só na FEUP como em todo o país.

À minha família e amigos, pelo constante apoio e motivação.

A todos aqueles que contribuíram com o seu nome para a história do desporto automóvel.



## Índice de Conteúdos

Índice de Conteúdos .....	xi
Índice de Figuras .....	xii
Índice de Tabelas .....	xiv
Índice de Gráficos.....	xv
Nomenclatura e sistema de unidades .....	xvi
1 Introdução .....	1
1.1 Fiat 131 Abarth.....	2
2 Revisão Bibliográfica .....	3
2.1 A necessidade de uma caixa de velocidades.....	3
2.2 Princípio de funcionamento.....	4
2.3 Utilização corrente vs. competição automóvel .....	8
2.4 Relações de transmissão .....	13
2.5 Engrenagens.....	14
2.6 Conclusão e modificações propostas.....	17
3 Projecto .....	19
3.1 Definição de relações de transmissão .....	19
3.2 Componentes aproveitados .....	22
3.3 Cálculo das engrenagens.....	23
3.4 Posição relativa das engrenagens .....	31
3.5 Componentes idealizados .....	32
3.6 Sincronização e dinâmica do engrenamento .....	40
3.6.1 Inércias reduzidas.....	40
3.6.2 Tempo de engrenamento.....	41
3.6.3 Tempo de sincronização.....	43
3.6.4 Tempo máximo total de engrenamento .....	49
3.6.5 Impulso resultante da sincronização.....	50
3.7 Ligações por interferência .....	52
3.8 Selecção de rolamentos.....	55
3.9 Selecção de materiais.....	61
3.10 Análise estrutural dos <i>crabots</i> .....	65
4 Discussão de resultados .....	69
5 Conclusões .....	71
6 Propostas de Trabalhos Futuros .....	73
7 Bibliografia .....	74

## Índice de Figuras

Figura 1 – Fiat 131 Abarth (31).....	2
Figura 2 – Curva de potência e binário padrão de um motor de combustão interna (14) .....	3
Figura 3 – Princípio de funcionamento de uma relação de transmissão .....	4
Figura 4 - Desenho de um caixa de velocidades genérica (2) .....	5
Figura 5 – Sistema de acoplamento entre os carretos e o veio de saída (2) .....	6
Figura 6 – Desenho de um sincronizador (2) .....	6
Figura 7 – Grupo selector (8) .....	7
Figura 8 – Dentado helicoidal e dentado recto .....	8
Figura 9 – Anel de engrenamento numa caixa comum (esquerda) e numa caixa de competição (direita) (2).....	9
Figura 10 – Diferentes geometrias de <i>crabots</i> (4) .....	10
Figura 11 – Caixa de velocidades de dois veios (12) .....	10
Figura 12 – Transmissão de movimento na 2ª velocidade para uma caixa de velocidades de 2 veios (12).....	11
Figura 13 – Caixa de velocidades de 3 veios (12).....	11
Figura 14 – Transmissão de movimento na 2ª velocidade para uma caixa de velocidades de 3 veios (12).....	12
Figura 15 – Transmissão de movimento com a relação fixa de engate directo (12) .....	12
Figura 16 – Círculos primitivos (3) .....	14
Figura 17 – Proporções normalizadas dos dentes (3).....	14
Figura 18 – Interferência entre dentes .....	15
Figura 19 – Linha de referência e linha primitiva no dentado normal (3).....	15
Figura 20 – Dentado corrigido positivamente (3) .....	16
Figura 21 – Dentado corrigido negativamente (3).....	16
Figura 22 – Alteração do perfil do dente com a correcção do dentado .....	16
Figura 23 – Veio de saída com as dimensões originais .....	22
Figura 24 – Desenho do veio de saída com as alterações de diâmetro.....	22
Figura 25 – Medição do entre-eixos .....	23
Figura 26 – Posição das velocidades na caixa original .....	31
Figura 27 – Posição das velocidades na caixa de competição.....	31
Figura 28 – Roda de sincronização .....	32
Figura 29 – Anel de sincronização .....	32
Figura 30 - Geometria dos <i>crabots</i> .....	33

Figura 31 – Anel postigo de engrenamento .....	33
Figura 32 – Carreto e sistema de sincronização .....	34
Figura 33 – Montagem do carreto da relação fixa no veio de entrada .....	34
Figura 34 – Montagem do veio do trem móvel .....	35
Figura 35 – Posição relativa dos carretos .....	35
Figura 36 – Montagem do veio intermédio .....	36
Figura 37 – Veio de entrada, veio intermédio e veio de saída engrenados .....	36
Figura 38 – Carreto intermédio de marcha-atrás .....	37
Figura 39 – Corte da face de encosto dos dentes dos carretos de marcha atrás .....	37
Figura 40 – Garfos de selecção .....	38
Figura 41 – Mecanismo de engrenamento da marcha-atrás .....	38
Figura 42 – Caixa de velocidades fechada .....	39
Figura 43 – Situação de interferência máxima e respectivos ângulos .....	42
Figura 44 – Ligação por interferência .....	53
Figura 45 – Diagrama das forças actuantes nos rolamentos.....	55
Figura 46 – Rolamento axial da série AXK .....	61
Figura 47 – Tensões existentes no engrenamento (7).....	62
Figura 48 – Forças no engrenamento da 1ª velocidade .....	62
Figura 49 – Relação entre momento aplicado e força actuante nos <i>crabots</i> .....	65
Figura 50 – Análise das tensões pelo critério de von-Mises para o postigo do carreto de 1ª velocidade.....	66
Figura 51 – Análise das tensões pelo critério de von-Mises para o anel de sincronização de 1ª velocidade.....	67

## Índice de Tabelas

Tabela 1 – Parâmetros relativos à 1ª opção de caixa de velocidades .....	19
Tabela 2 – Parâmetros relativos à 2ª opção de caixa de velocidades .....	19
Tabela 3 – Parâmetros relativos à 3ª opção de caixa de velocidades .....	19
Tabela 4 – Número de dentes de cada carreto .....	21
Tabela 5 – Valores das inércias reduzidas com utilização da embraiagem .....	41
Tabela 6 – Valores das inércias reduzidas sem utilização da embraiagem .....	41
Tabela 7 – Hipóteses realistas de mudança de velocidade .....	46
Tabela 8 – Valores máximos de binário no engrenamento .....	52
Tabela 9 – Parâmetros da ligação por interferência na 1ª velocidade .....	53
Tabela 10 – Parâmetros da ligação por interferência na 2ª velocidade .....	53
Tabela 11 - Parâmetros da ligação por interferência na 3ª velocidade .....	54
Tabela 12 - Parâmetros da ligação por interferência na 4ª velocidade .....	54
Tabela 13 - Parâmetros da ligação por interferência na 5ª velocidade .....	54
Tabela 14 – Forças actuantes em cada engrenagem .....	55
Tabela 15 – Valores das forças normais e tangenciais nos rolamentos dos veios de entrada e de saída .....	56
Tabela 16 – Valores das resultantes das forças nos rolamentos dos veios de entrada e de saída .....	56
Tabela 17 – Parâmetros de escolha dos rolamentos de esferas .....	57
Tabela 18 – Características do rolamento do veio de entrada .....	57
Tabela 19 – Características do rolamento do veio de saída .....	58
Tabela 20 – Características dos rolamentos do veio intermédio .....	58
Tabela 21 – Diâmetro do veio em cada carreto .....	59
Tabela 22 – Características do rolamento do carreto de 1ª velocidade .....	59
Tabela 23 – Características dos rolamentos dos carretos de 2ª e de 4ª velocidades .....	60
Tabela 24 – Características do rolamento do carreto de 3ª velocidade .....	60
Tabela 25 – Características do aço escolhido .....	64
Tabela 26 – Valores máximos de força sentidos pelos <i>crabots</i> associados a cada velocidade .....	66
Tabela 27 – Tensões máximas obtidas pelo critério de von-Mises .....	67

## Índice de Gráficos

Gráfico 1 – Escalonamento da caixa de velocidades.....	21
Gráfico 2 – Tempo máximo de engrenamento em função do regime do motor.....	43
Gráfico 3 – Curva de binário aproximada para um motor Fiat 2000cm <sup>3</sup> de injeção mecânica preparado para competição .....	45
Gráfico 4 – Tempos de sincronização em função do regime do motor para as diferentes hipóteses de mudança de velocidade com utilização da embraiagem .....	46
Gráfico 5 – Tempos de sincronização em função do regime do motor para as diferentes hipóteses de mudança de velocidade com utilização da embraiagem (pormenor).....	47
Gráfico 6 – Tempos de sincronização em função do regime do motor para as diferentes hipóteses de mudança de velocidade sem utilização da embraiagem .....	47
Gráfico 7 - Tempos de sincronização em função do regime do motor para as diferentes hipóteses de mudança de velocidade sem utilização da embraiagem (pormenor) .....	48
Gráfico 8 – Tempo máximo total de engrenamento em função do regime do motor e com utilização da embraiagem .....	49
Gráfico 9 – Tempo máximo total de engrenamento em função do regime do motor e sem utilização da embraiagem .....	49
Gráfico 10 – Binários relativos ao impulso de sincronização com utilização de embraiagem	51
Gráfico 11 – Binários relativos ao impulso de sincronização sem utilização de embraiagem.	52

## Nomenclatura e sistema de unidades

$\omega$	velocidade angular [ $\text{m.s}^{-1}$ ]
$R_T$	relação de transmissão
$Z_i$	número de dentes do carreto i
$V_{\text{max}_i}$	velocidade máxima atingida na mudança i [ $\text{km.h}^{-1}$ ]
$n_{\text{mot}}$	velocidade máxima de rotação do motor [rpm]
$R_{t_i}$	relação de transmissão com a velocidade i engrenada
$R_{t_{\text{dif}}}$	relação de transmissão do diferencial
$P_{\text{rod}}$	perímetro da roda [m]
$n_{\text{enc}_i}$	regime do motor após engrenamento da velocidade i [rpm]
$r_a$	raio de cabeça (ou de addendum)
$r_d$	raio de pé (ou de dedendum)
$m$	módulo
$r_i$	relação de dentes da velocidade i
$r_{\text{fix}}$	relação de transmissão fixa
$E_c$	energia cinética [J]
$J$	inércia polar [ $\text{kg.m}^2$ ]
$J_{\text{red}}$	inércias reduzidas [ $\text{kg.m}^2$ ]
$B$	binário motor [ $\text{kg.m}$ ]
$E_c$	energia cinética [J]
$C$	carga limite dinâmica do rolamento [kN]
$C_0$	carga limite estática do rolamento [kN]
$P_u$	carga limite de fadiga do rolamento [kN]



## 1 Introdução

A caixa de velocidades é o componente mecânico que faz o escalonamento de relações de transmissão entre o motor e as rodas. Através da multiplicação ou desmultiplicação da velocidade de rotação do motor, permite uma vasta gama de velocidades nas rodas motrizes. Nos carros correntes, existem parâmetros de funcionamento que se exigem da caixa de velocidades, como o ruído ou a suavidade de engrenamento, que não são elementos a ter em conta quando se trata de um carro de competição, onde o único objectivo é o de otimizar a performance.

Para obter a melhor performance possível de uma caixa de velocidades de um automóvel de competição é necessário que esta possua um bom escalonamento de relações de transmissão, uma velocidade de engrenamento elevada e a menor quantidade de perdas de potência possível. Assim sendo, este trabalho propõe-se a projectar e a fabricar uma caixa de velocidades para um automóvel de competição, particularmente o Fiat 131 Abarth.

Para manter a complexidade e os custos de fabricação compatíveis com o âmbito do projecto, foi tomado como ponto de partida uma caixa de velocidades de um Fiat 131 corrente, com sincronização e dentado helicoidal, aproveitando os cárteres, o veio primário e o grupo selector. Os carretos e o sistema de engrenamento por *crabots* foram projectados em função destes componentes.

Pretende-se que este trabalho seja um exercício de compreensão do funcionamento de uma caixa de velocidades de competição, uma possibilidade de materializar um projecto de construção mecânica e uma hipótese de criar um componente mecânico que, embora tenha sido fabricado no passado, nos dias que correm constitui uma peça rara.

Desta forma, as tarefas definidas para o projecto foram:

1. Pesquisa bibliográfica sobre caixas de velocidades, nomeadamente as utilizadas em competição automóvel
2. Desmontagem e análise da caixa de velocidades tomada como ponto de partida
3. Estudo e selecção das relações de transmissão
4. Cálculo dos parâmetros das engrenagens
5. Simulação em CAD da solução construtiva
6. Análise da dinâmica do engrenamento
7. Selecção de materiais
8. Análise estrutural

## 1.1 Fiat 131 Abarth

O Fiat 131 Abarth é um dos modelos automóveis com maior palmarés desportivo na história automóvel. Tendo como base o Fiat 131 Mirafiori, a sua versão de estrada (*Stradale*) foi lançada em 1976 com o propósito da sua homologação para corrida, o que significa a produção de poucas unidades. Durante os anos 70 e 80 gozou de um grande sucesso no panorama dos rallies mundial, tendo arrecadado 3 títulos de Campeão do Mundo de Construtores para a Fiat, com um total de 18 vitórias em provas internacionais entre 1976 e 1981 (1).



**Figura 1 – Fiat 131 Abarth (11)**

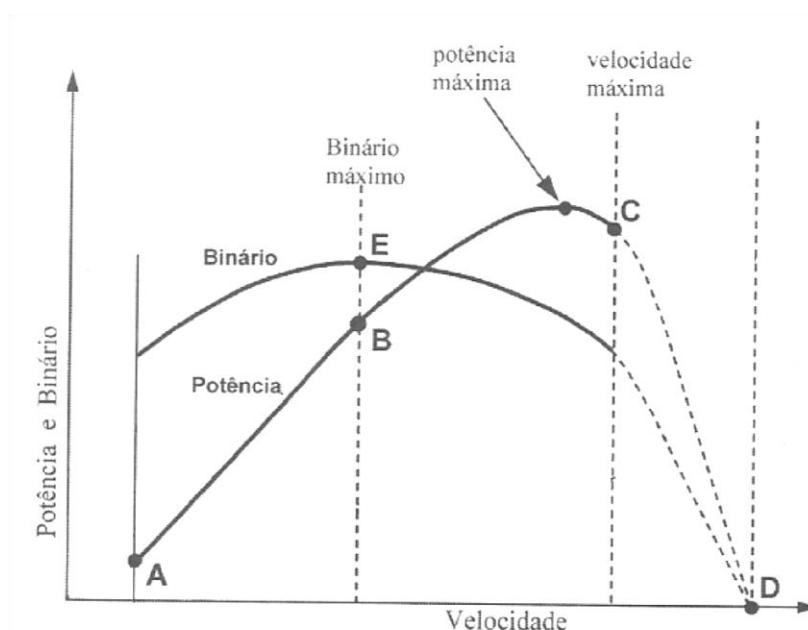
A versão *Stradale* vinha equipada com uma caixa de velocidades com sincronizadores e dentado helicoidal, mas em competição eram utilizadas caixas com dentado recto e sem sincronizadores. Ora, devido ao facto de as caixas para competição para o Fiat 131 terem sido fabricadas apenas em número suficiente para suprir as necessidades da época, tornaram-se um componente raro nos dias que correm, e um sério entrave a quem quisesse construir uma viatura histórica de competição com tanto valor desportivo.

## 2 Revisão Bibliográfica

Nesta secção pretende fazer-se uma abordagem geral ao funcionamento de uma caixa de velocidades, assim como as diferenças nas soluções construtivas utilizadas nos automóveis correntes e de competição. Será dado maior ênfase às características necessárias a uma caixa de velocidades para um carro de corrida, uma vez que é esse o objectivo do estudo.

### 2.1 A necessidade de uma caixa de velocidades

O motor de combustão interna de um automóvel tem uma gama de velocidade de funcionamento compreendida, em média, entre as 1000 e as 8000 rotações por minuto (rpm). O binário e potência desenvolvidos variam consoante o regime (como exemplificado na Figura 2). Por outro lado, se a relação de transmissão entre o motor e as rodas motrizes fosse fixa, a gama de velocidade das rodas seria sempre igualmente proporcional àquela produzida pelo motor. Isto faria com que fosse necessário um compromisso entre a facilidade de começar a deslocar o automóvel e a sua velocidade máxima, para além de só se utilizar a faixa de potência máxima uma única vez até à velocidade máxima.

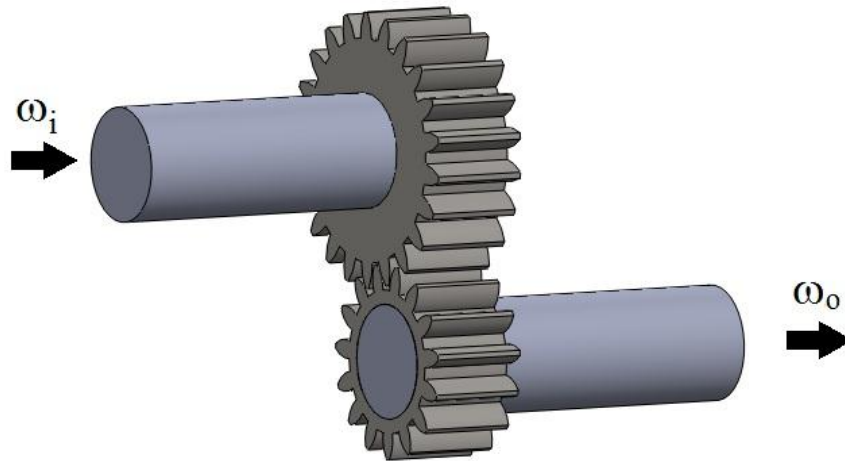


**Figura 2 – Curva de potência e binário padrão de um motor de combustão interna (10)**

Para solucionar este problema é utilizada a caixa de velocidades. Esta, através de diferentes conjuntos de engrenagens, faz variar a relação de transmissão entre o motor e as rodas motrizes de forma a permitir uma maior gama de velocidade do automóvel e a utilização do motor na faixa de potência máxima de uma forma mais frequente. Num automóvel de competição, a necessidade de utilização do motor nesta faixa torna-se ainda mais fundamental, dado que a performance é o principal objectivo.

## 2.2 Princípio de funcionamento

Imaginando um sistema de engrenagens simples, em que um veio de entrada transmite uma velocidade de rotação a um veio de saída (Figura 3),



**Figura 3 – Princípio de funcionamento de uma relação de transmissão**

a velocidade de saída  $\omega_o$  será dada por:

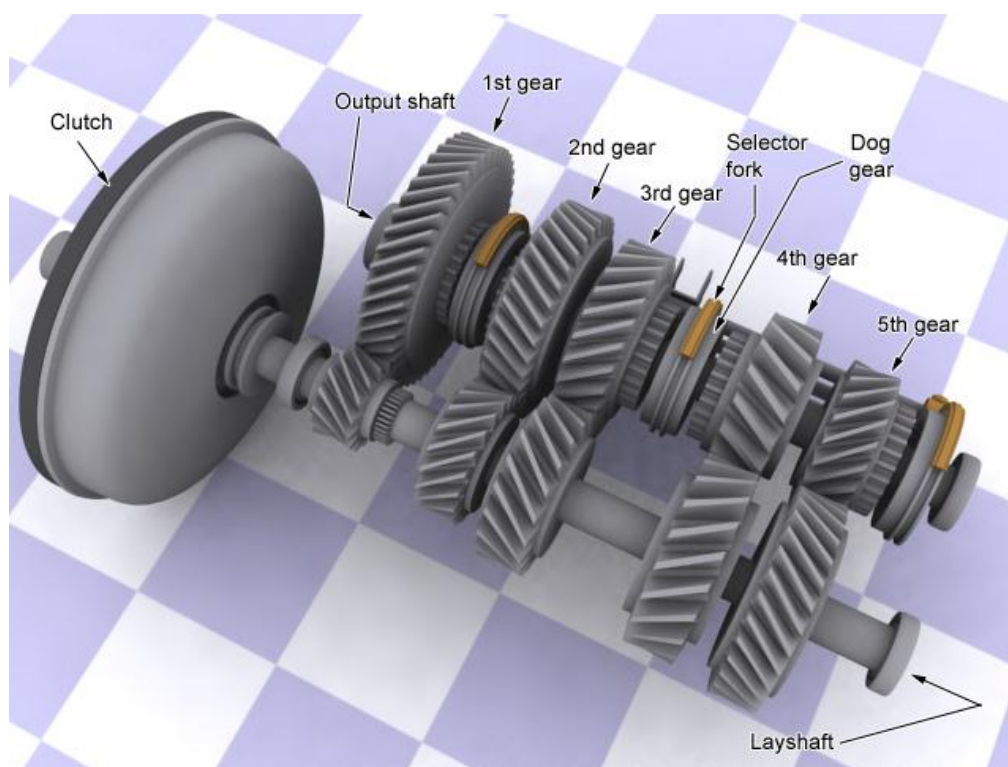
$$|\omega_o| = |\omega_i| \times R_T$$

onde  $R_T$  representa a relação de transmissão na engrenagem, e é definida como:

$$R_T = \frac{Z_a}{Z_b}$$

onde  $Z_a$  representa o número de dentes do carreto maior e  $Z_b$  o número de dentes do carreto menor.

Desta forma, é possível fazer variar a relação de transmissão com a alteração do número de dentes dos carretos. Aqui nasce o conceito de caixa de velocidades. Um exemplo de uma é mostrado na Figura 4.

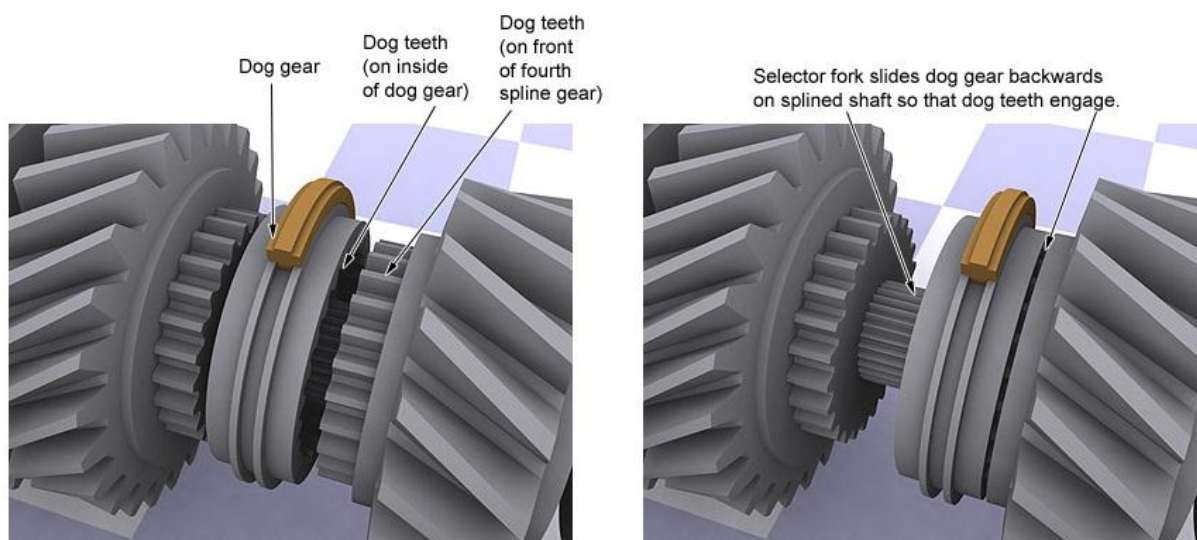


**Figura 4 - Desenho de um caixa de velocidades genérica (2)**

Em primeira instância, repare-se nos 5 pares de carretos, ou 5 engrenagens. Cada um representa uma velocidade (caixa de 5 velocidades, neste caso), e estão permanentemente engrenados. Observe-se também a diferente relação de tamanhos (e de dentes, por conseguinte) entre as diferentes engrenagens. Desta forma é possível alterar a relação de transmissão, simplesmente alternando entre os diferentes pares de carretos pelos quais a potência é transmitida de um veio para o outro. Na verdade, os carretos desta caixa de velocidades são de dentado helicoidal, que não corresponde ao utilizado em automóveis de competição, mas esse ponto será discutido mais à frente.

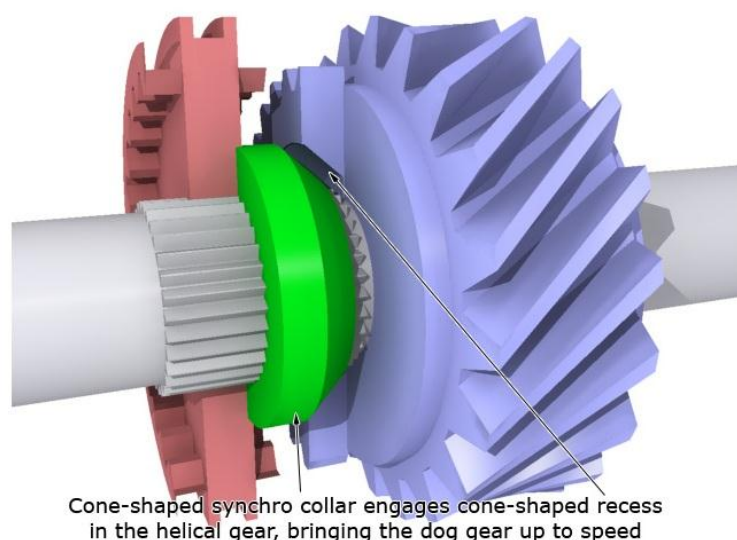
Embora as soluções construtivas possam variar, um princípio comum está subjacente a todas as caixas de velocidades, que é o facto de os carretos no veio de saída não serem solidários com o próprio veio, estando apoiados em rolamentos, o que permite diferentes velocidades de rotação entre os diferentes carretos e o próprio veio. Assim, para engrenar a velocidade pretendida, é apenas necessário transmitir a velocidade de rotação do correspondente carreto ao veio. Para tal, é utilizado um sistema como o apresentado na Figura 5, em que o garfo selector faz deslizar um anel de engrenamento solidário com o veio, que engrena no carreto pretendido.





**Figura 5 – Sistema de acoplamento entre os carretos e o veio de saída (2)**

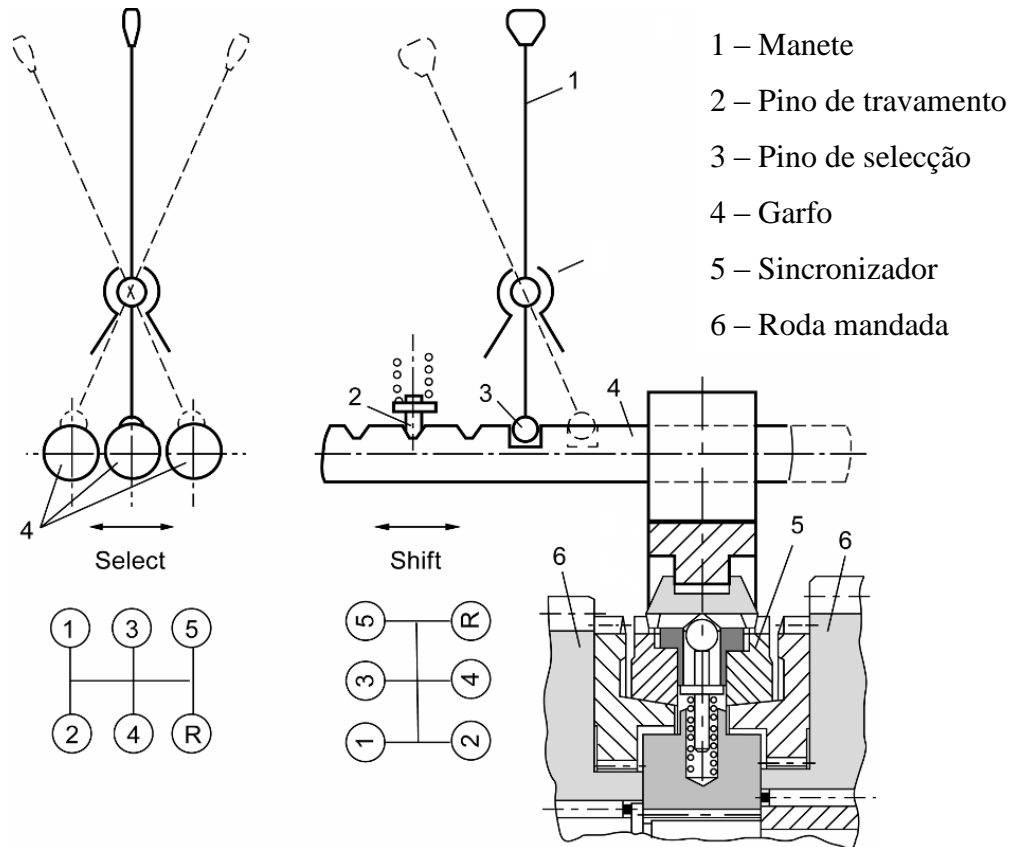
No entanto, ainda um problema se coloca, que é o facto de o veio não possuir a mesma velocidade de rotação que o carreto que se pretende engrenar. É esta a causa de nos automóveis antigos ser necessária a “dupla embraiagem” entre velocidades, embraiando um vez para retirar uma velocidade, depois subindo a rotação do motor para a aproximar da rotação do veio de saída e finalmente embraiando e engrenando a velocidade pretendida. Ora, com a evolução e a necessidade de obter engrenamentos mais rápidos e simples, passaram a utilizar-se sincronizadores para igualar as velocidades do veio e do carreto (Figura 6). Com uma forma cónica, o sincronizador atrita na cavidade com a mesma forma no carreto, imprimindo-lhe a velocidade necessária para o engrenamento sem esforço.



**Figura 6 – Desenho de um sincronizador (2)**

A marcha-atrás é um caso particular. Faz uso de um carreto intermédio entre o veio de entrada e o de saída, fazendo inverter a rotação do veio de saída em comparação com todas as outras velocidades.

A selecção da velocidade a engrenar é feita através da manete no interior do veículo e é actuada pelo condutor. Desta forma, as velocidades que estão alinhadas na manete são engrenadas pelo mesmo garfo, quando este se move para a frente ou para trás. Esta ideia é melhor exemplificada na Figura 7.



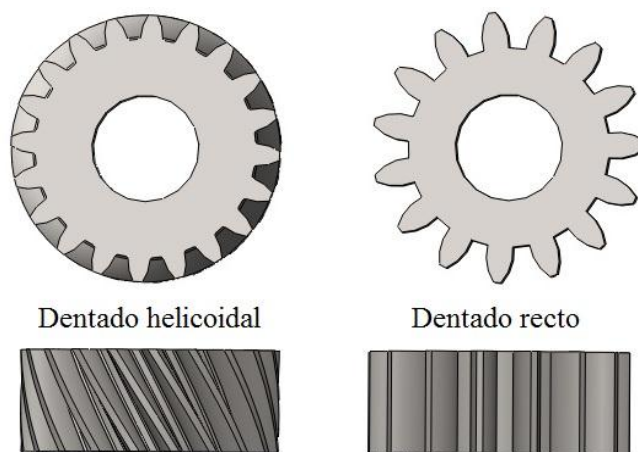
**Figura 7 – Grupo selector (3)**

## 2.3 Utilização corrente vs. competição automóvel

### Dentado

Um automóvel corrente difere de um automóvel de competição em muitos dos seus aspectos e características principais. Assim sendo, espera-se que os seus componentes acompanhem essa diferença nos requisitos, o que se verifica também nas caixas de velocidades. Ao passo que para um carro corrente se pretende uma caixa de velocidades que permita um engrenamento suave, sem esforço e que permita uma grande longevidade, na competição automóvel o único factor a ter em conta é o da performance, mesmo que isso signifique abdicar de todos os outros.

Desta forma, as caixas de velocidades para competição, embora partilhando o princípio básico com as correntes, têm algumas particularidades que as tornam diferentes. Em primeiro lugar, analise-se a questão do dentado (Figura 8). Ao passo que nas caixas de velocidades comuns são utilizados carretos de dentado helicoidal, que possuem uma maior área de contacto entre os dentes, na competição automóvel usam-se carretos de dentado recto (para diminuir a área de contacto e por conseguinte diminuir a potência dissipada). Por outro lado, os carretos de dentado helicoidal exercem forças axiais no veio, devido à inclinação dos dentes, o que aumenta as perdas.



**Figura 8 – Dentado helicoidal e dentado recto**

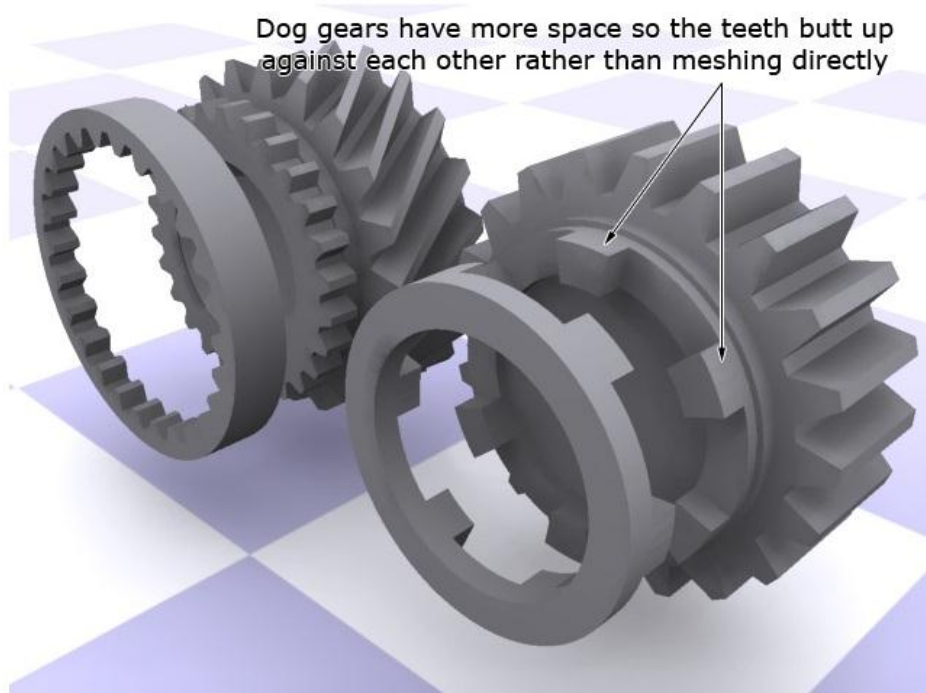
De referir ainda que o ruído produzido pelo dentado direito é muito superior ao dentado helicoidal, razão pela qual é natural ouvir um “zumbido” proveniente da transmissão dos carros de competição.



## Engrenamento

Outra diferença construtiva entre as caixas de velocidades correntes e as de competição é o sistema de transmissão de rotação dos carretos para o veio de saída. Como foi visto no ponto anterior, nas caixas de velocidades correntes faz-se uso de um sincronizador cónico para igualar as velocidades de rotação e de um anel de engrenamento com dentado interior para tornar o carreto solidário com o veio.

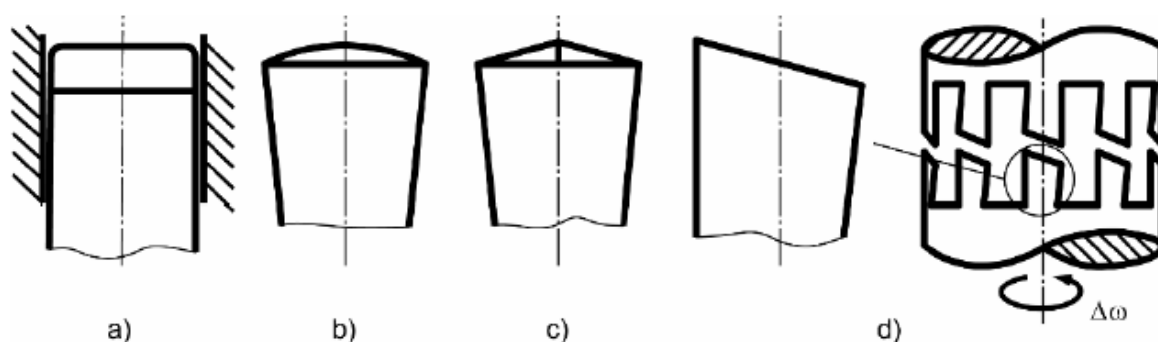
Ora, nas caixas de velocidades para competição isto não acontece. Para tal, faz-se recurso a um anel de engrenamento com *crabots* (dentes de topo) - Figura 9.



**Figura 9 – Anel de engrenamento numa caixa comum (esquerda) e numa caixa de competição (direita) (2)**

Para além de um número de dentes muito inferior, o espaçamento entre eles é muito maior do que os próprios dentes, o que aliado a umas dimensões que lhe proporcionem robustez suficiente, permitem o engrenamento através do “choque”, mesmo dadas as diferenças na velocidade de rotação entre o carreto e o veio. Outra das grandes vantagens deste sistema é a possibilidade de ser possível alternar entre velocidades sem utilização de embraiagem, fazendo recurso à abordagem mais “grosseira” verificada neste tipo de engrenamento e reduzindo o tempo necessário para trocar uma velocidade.

Existem diferentes tipos de formatos para os *crabots*, conforme a necessidade ou não de prevenir o desengrenamento espontâneo (3). Assim, a Figura 10 mostra quais as geometrias mais comuns, onde: a) *crabot* simples ; b) *crabot* ZF ; c) *crabot* Berliet ; d) *crabot* Maybach.

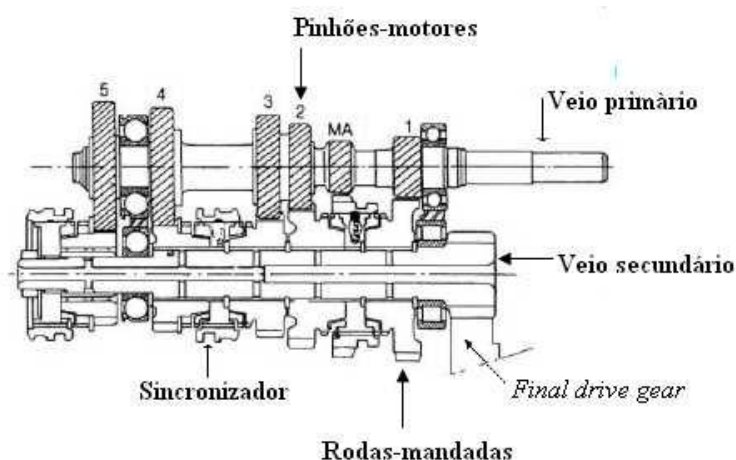


**Figura 10 – Diferentes geometrias de *crabots* (3)**

Ainda que este seja um sistema que à partida proporcione algum desgaste, relembra-se que um componente de um carro de corrida não tem como objectivo principal uma elevada durabilidade. As caixas de velocidades de competição são frequentemente abertas e inspeccionadas, o que também é facilitado pelo facto de o seu sistema de anéis de engrenamento por impacto ser menos complexo que o das caixas convencionais. Assim, os componentes de uma caixa de velocidades de competição apenas necessitam de garantir a sua integridade estrutural entre 20 e 30 horas de utilização.

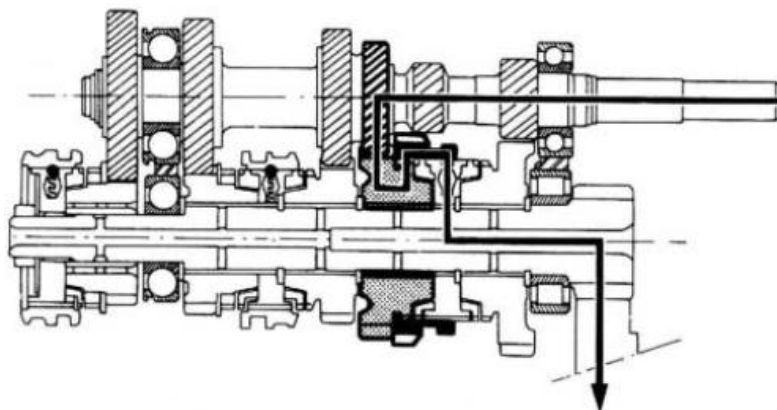
### Tipologia

Nos carros de motor transversal são utilizadas caixas de velocidades de dois veios, em que o veio primário está permanentemente ligado ao motor através da embraiagem. Os elementos de engrenamento estão colocados sobre o veio secundário, onde estão posicionadas as rodas mandadas, e que é responsável pela saída do movimento para as rodas.



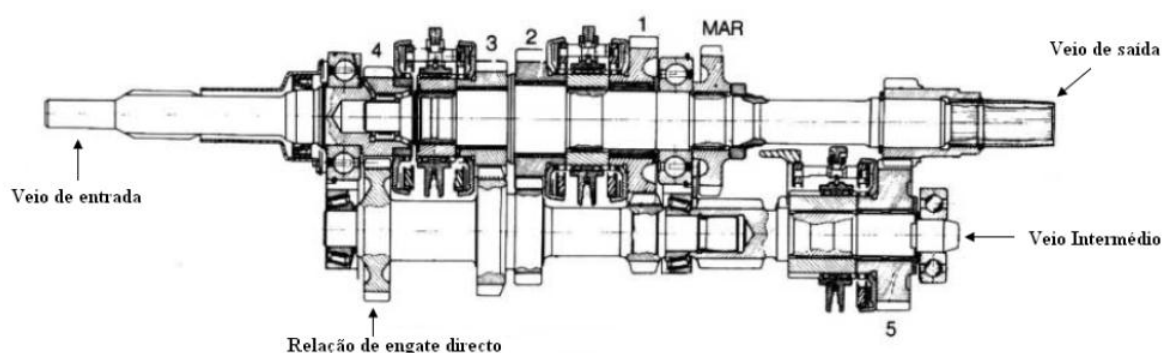
**Figura 11 – Caixa de velocidades de dois veios (6)**

Então, a transmissão de movimento (para a 2ª velocidade) associada a esta tipologia de caixa de velocidades é apresentada na Figura 12.



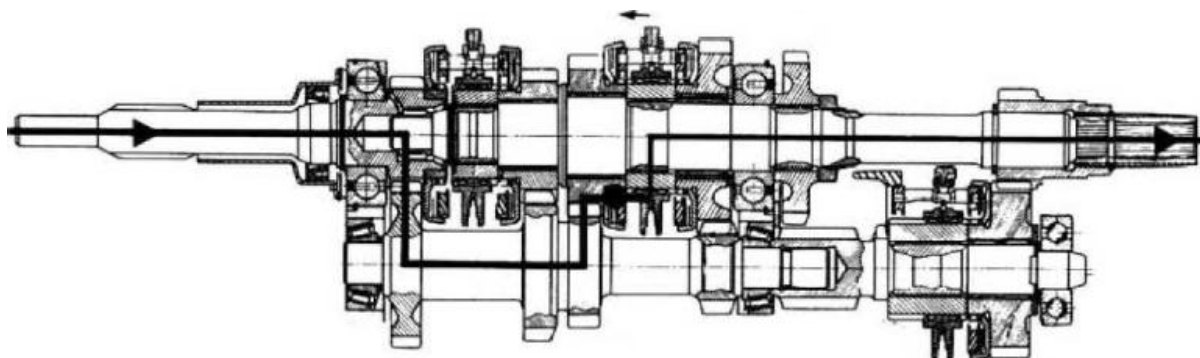
**Figura 12 – Transmissão de movimento na 2ª velocidade para uma caixa de velocidades de 2 veios (6)**

Nos carros com motor longitudinal e tracção traseira são geralmente utilizadas caixas de velocidades de três veios. Neste caso, o veio de entrada e o de saída são colineares, fazendo recurso a um veio intermédio para transmitir o movimento entre ambos. Esta ideia é melhor exemplificada na Figura 13.



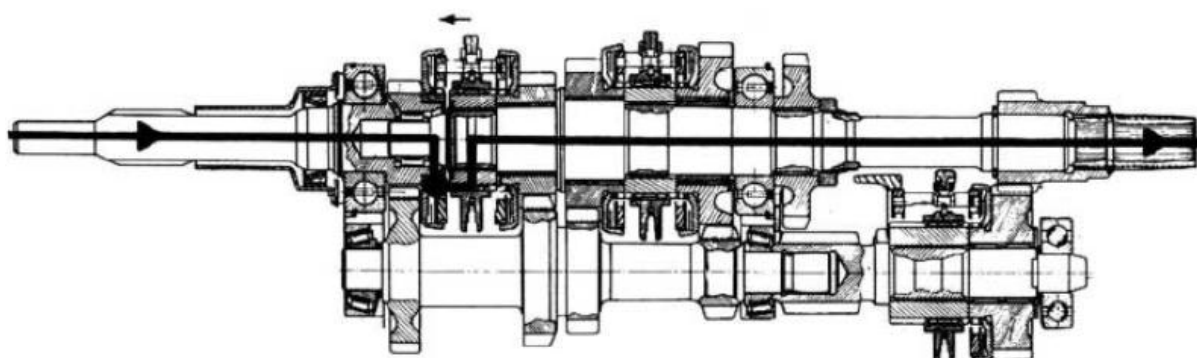
**Figura 13 – Caixa de velocidades de 3 veios (6)**

A transmissão de movimento, para a 2ª velocidade, será então a apresentada na Figura 14.



**Figura 14 – Transmissão de movimento na 2ª velocidade para uma caixa de velocidades de 3 veios (4)**

Este tipo de arquitectura utiliza uma relação fixa de engate directo, o que permite o engrenamento da velocidade mais à esquerda (4ª, nos exemplos anteriores) tornando solidários os veios de entrada e de saída, e criando uma relação de transmissão de 1:1, sem necessidade de transmitir o movimento através do veio intermédio, como pode ser observado na Figura 15.



**Figura 15 – Transmissão de movimento com a relação fixa de engate directo (4)**

O facto de este tipo de caixas apresentar uma relação fixa de engate directo oferece uma grande vantagem no campo da competição automóvel – a possibilidade de afinação. Dado que é a relação fixa que define a velocidade de rotação do veio intermédio, através da sua alteração podemos fazer variar todo o escalonamento da caixa, aproximando ou afastando todas as relações de transmissão da relação 1:1 (partindo do princípio que a relação directa é utilizada para a última velocidade).

## 2.4 Relações de transmissão

O escalonamento da caixa é uma questão fundamental. Numa viatura de competição pretende-se que as quedas de rotação nas trocas de velocidade sejam as menores possíveis, sendo para tal necessário que as relações de transmissão sejam próximas umas das outras (daí o termo *close ratio*). Geralmente as relações de transmissão estão definidas de tal forma que a 4ª ou 5ª velocidades sejam próximas da unidade, sendo todas as anteriores de relação superior, e expressas em valor positivo. Ou seja, tomando como exemplo uma velocidade genérica, cujos carretos tenham 20 e 30 dentes cada um, a relação de transmissão será de 1,5.

Para projectar então o escalonamento de uma caixa de velocidades é necessário conhecer a gama de velocidades que cada relação consegue imprimir ao automóvel. Para tal, é necessário ter em conta determinados conceitos.

Em primeiro lugar, interessa definir a rotação máxima que o motor atingirá. Em seguida, é necessário traduzir a velocidade de rotação do motor em velocidade de rotação à saída da caixa. Devido ao facto de existir também uma relação de transmissão no diferencial, é ainda necessário converter a velocidade de rotação do veio de transmissão no das rodas, e finalmente calcular a velocidade tangencial nas mesmas.

Assim, em cada velocidade engrenada  $i$ , a máxima velocidade angular das rodas (em rotações por minuto) será dada por:

$$Vmax_i = n_{mot} \times (Rt_i)^{-1} \times (Rt_{dif})^{-1} \times P_{rod} \times 0,06$$

onde:

$Vmax_i$  – velocidade máxima na mudança  $i$  [km/h]

$n_{mot}$  – velocidade máxima de rotação do motor [rpm]

$Rt_i$  – relação de transmissão com a velocidade  $i$  engrenada

$Rt_{dif}$  – relação de transmissão do diferencial

$P_{rod}$  – perímetro da roda [m]

Para determinar a quebra de rotação em cada passagem de caixa, basta determinar qual a rotação a que o motor se encontrará para igualar a velocidade das rodas. Vem então:

$$n_{enc_i} = Vmax_{i-1} \times (P_{rod})^{-1} \times 0,06^{-1} \times Rt_i \times Rt_{dif}$$

onde:

$n_{enc_i}$  – regime do motor após engrenamento da velocidade  $i$  [rpm]

## 2.5 Engrenagens

As engrenagens, visto serem uma parte fundamental de uma caixa de velocidades, merecem também aqui uma breve referência.

A ideia começa com a necessidade de colocar dois eixos a rodar com diferentes velocidades angulares. Os traços desses eixos estão representados pelos seus traços no plano da figura, pelos pontos  $O_1$  e  $O_2$ . O valor da distância entre estes pontos é fundamental na definição dos parâmetros da engrenagem, e denomina-se entre-eixo.

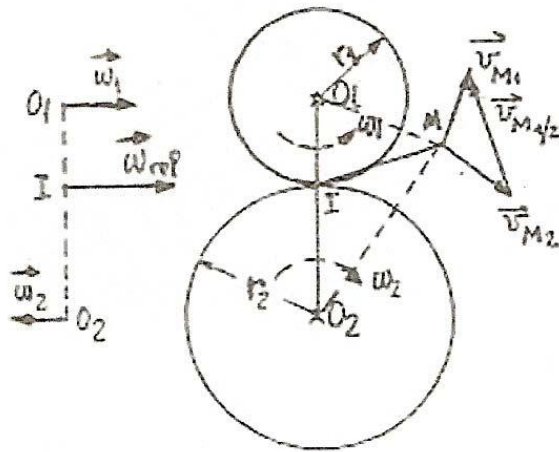


Figura 16 – Círculos primitivos (4)

Se for definido um plano que rode em torno de  $O_1$  ( $\pi_1$ ) e outro em torno de  $O_2$  ( $\pi_2$ ), o centro instantâneo deste movimento é o ponto I. Fazendo o ponto I solidário de  $\pi_1$  obtemos a circunferência de raio  $r_1$ , e fazendo-o solidário de  $\pi_2$  obtemos a circunferência de raio  $r_2$ . Estas circunferências são os círculos primitivos (3).

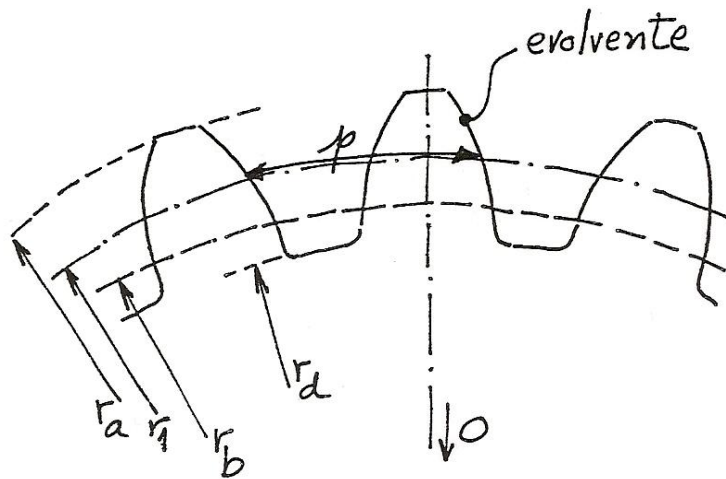


Figura 17 – Proporções normalizadas dos dentes (3)

Na Figura 17 está representado o perfil normalizado dos dentes de uma engrenagem. O raio primitivo é definido por  $r_1$ . O passo primitivo, representado por  $p$ , é a distância sobre o círculo primitivo compreendida entre dois pontos iguais do perfil dos dentes. Os restantes valores são dados por:

$$r_a = r + m \quad r_d = r - 1,25m \quad r_b = r \cos(a) \quad m = p \div \pi$$

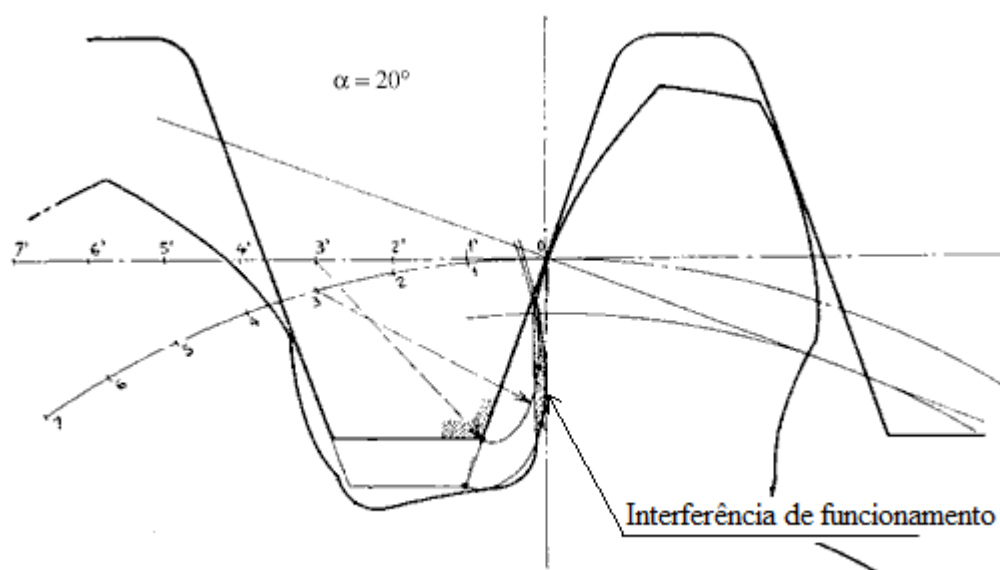
onde:

$r_a$  – raio de cabeça (ou de addendum)

$r_d$  – raio de pé (ou de dedendum)

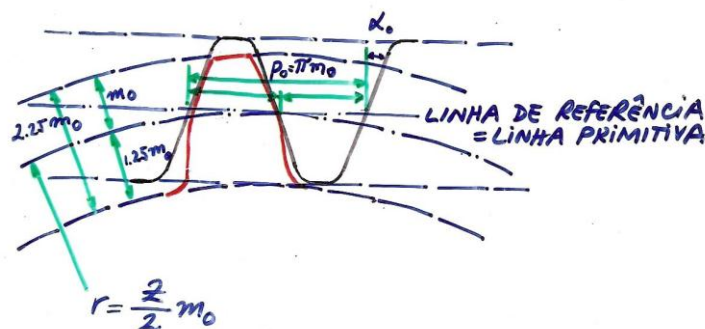
$m$  – módulo

O módulo de uma engrenagem é especialmente importante, uma vez que só é possível fazer engrenar carretos com o mesmo módulo. No entanto, não é a única condição necessária para o engrenamento. Mesmo com módulos iguais pode verificar-se interferência entre dentes (Figura 18).



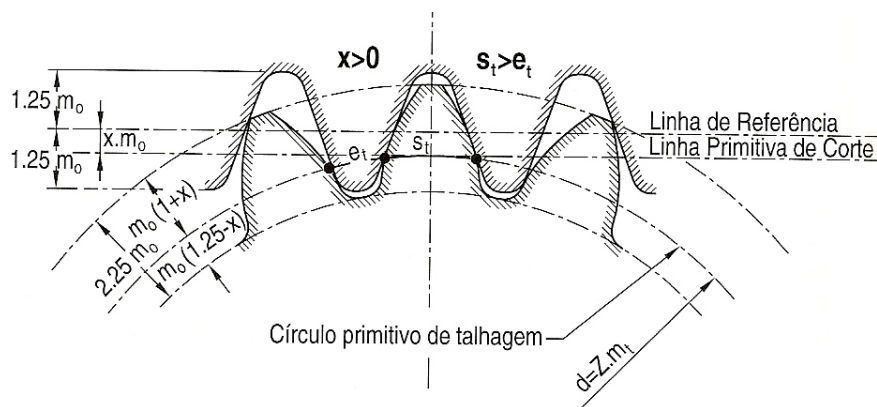
**Figura 18 – Interferência entre dentes**

Para evitar esta situação, é necessário fazer correcções no seu desenho para que não surja este problema. Existem dois tipos de correcção possíveis, com ou sem variação do entre-eixos. Dado que o entre-eixos de uma caixa de velocidades é fixo, será abordada apenas a correcção sem variação do entre-eixos.

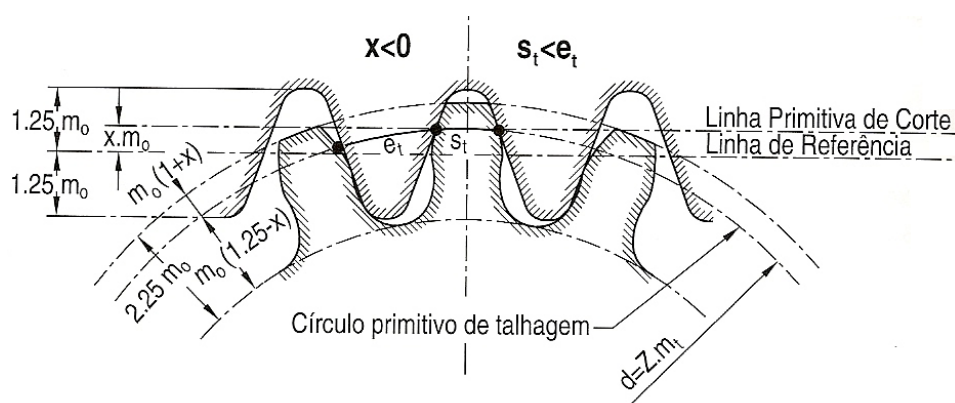


**Figura 19 – Linha de referência e linha primitiva no dentado normal (3)**

No dentado normal, a linha de referência da cremalheira geradora coincide com a linha primitiva de corte (Figura 19). Tal não acontece no dentado corrigido, em que a linha de referência se afasta da linha primitiva de corte. Na Figura 20 e na Figura 21 são ilustradas as situações de correcção de dentado positiva e negativa, respectivamente.

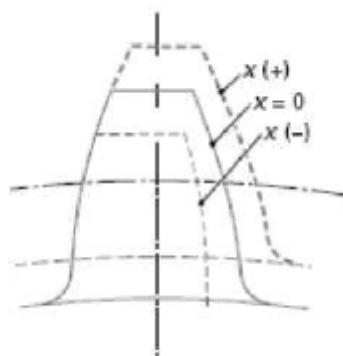


**Figura 20 – Dentado corrigido positivamente (3)**



**Figura 21 – Dentado corrigido negativamente (3)**

O produto da correcção do dentado  $x$  pelo módulo  $m$  representa então a distância entre a linha primitiva de corte e a linha de referência. Na Figura 22 é observável a alteração do perfil do dente com a correcção do dentado.



**Figura 22 – Alteração do perfil do dente com a correcção do dentado**



## 2.6 Conclusão e modificações propostas

Ao longo da execução desta revisão bibliográfica, foram compreendidos os pontos principais relativos à execução de uma caixa de velocidades para um automóvel de competição. Assim, procurar-se-á ao longo de todo o projecto seguir as directrizes aqui apresentadas.

Para manter os custos e a complexidade de fabrico aceitáveis, serão utilizadas partes de caixas de velocidades de origem do Fiat 131, nomeadamente os cárteres e o veio do trem móvel. Todos os restantes componentes serão projectados tendo em consideração as peças aproveitadas, assim como os princípios básicos subjacentes à concepção de um componente mecânico desta natureza.

O projecto será então delineado da seguinte forma:

- Definição das relações de transmissão
- Desenho das peças aproveitadas no Solidworks
- Cálculo das engrenagens com base no software MitCalc
- Concepção dos restantes componentes
- Cálculo dos parâmetros de engrenamento
- Selecção de rolamentos
- Selecção de materiais
- Análise estrutural

Espera-se no final obter uma caixa de velocidades totalmente funcional, com as especificações necessárias à competição automóvel e de acordo com os regulamentos aplicáveis, nomeadamente a ficha de homologação histórica do veículo em questão (Fiat 131 Abarth).



### 3 Projecto

#### 3.1 Definição de relações de transmissão

Após consulta dos regulamentos históricos da FIA sobre o Fiat 131 Abarth, foi determinada a existência de três conjuntos de relações de transmissão. Dois com relação 1:1 na 4ª velocidade e outro na 5ª velocidade. Para os cálculos seguintes foi utilizado um perímetro de roda de 1,757 m, uma relação de diferencial de 3,9 (é uma das mais comuns para este modelo) e uma rotação máxima de 7500 rpm.

**Tabela 1 – Parâmetros relativos à 1ª opção de caixa de velocidades**

Vel	Relação	Rot Enc. [rpm]	Quebra [rpm]	% Quebra	Vel. Max. [km/h]
1ª	2,156	-	-	-	94,03
2ª	1,565	5444	2056	27%	129,54
3ª	1,242	5952	1548	21%	163,23
4ª	1,000	6039	1461	19%	202,73
5ª	0,802	6015	1485	20%	252,78

**Tabela 2 – Parâmetros relativos à 2ª opção de caixa de velocidades**

Vel	Relação	Rot Enc. [rpm]	Quebra [rpm]	% Quebra	Vel. Max. [km/h]
1ª	2,021	-	-	-	100,3121
2ª	1,537	5704	1796	24%	131,9003
3ª	1,185	5782	1718	23%	171,0808
4ª	1,000	6329	1171	16%	202,7308
5ª	0,876	6570	930	12%	231,4278

**Tabela 3 – Parâmetros relativos à 3ª opção de caixa de velocidades**

Vel	Relação	Rot Enc. [rpm]	Quebra [rpm]	% Quebra	Vel. Max. [km/h]
1ª	2,654	-	-	-	76,39
2ª	1,895	5355	2145	29%	106,98
3ª	1,568	6206	1294	17%	129,29
4ª	1,244	5950	1550	21%	162,96
5ª	1,000	6029	1471	20%	202,73

A caixa 1 foi posta de parte devido ao facto de ter umas relações demasiado longas, fazendo com que a velocidade máxima do carro fosse demasiado elevada, pondo em causa a aceleração. Este problema poderia ser resolvido com a alteração da relação do diferencial. Porém, devido à dificuldade de arranjar diferenciais fora do comum para este tipo de viaturas, torna-a uma opção a descartar.

Apesar de as quebras de rotação em percentagem na caixa 2 parecerem inferiores às da caixa 3, acontece o oposto na passagem da 2ª para a 3ª velocidade, que é especialmente importante em competição, e as quebras na caixa 3 são mais uniformes do que na caixa 2. Para além disso, existe ainda a vantagem de a 5ª velocidade ser directa. Assim, e com a utilização de uma relação fixa (tal como expresso no ponto 2.3) será possível, pela alteração de um par de carretos, aproximar ou afastar as restantes relações da 5ª velocidade, o que garante uma tipologia de caixa de velocidade muito dinâmica. A velocidade máxima de cerca de 200km/h é compatível com uma viatura de rally.

Foi então decidido optar pelas relações descritas na caixa 3. O número de dentes de cada carreto está também definido na ficha de homologação da FIA. De referir que a relação apontada como a de cada par de carretos, não é o simples quociente do número de dentes de ambos. Como existe uma relação fixa, a relação de transmissão relativa a cada velocidade será dada por:

$$Rt = r_i \times r_{fix}$$

onde:

$Rt$  – relação de transmissão

$r_i$  – relação de transmissão da velocidade  $i$

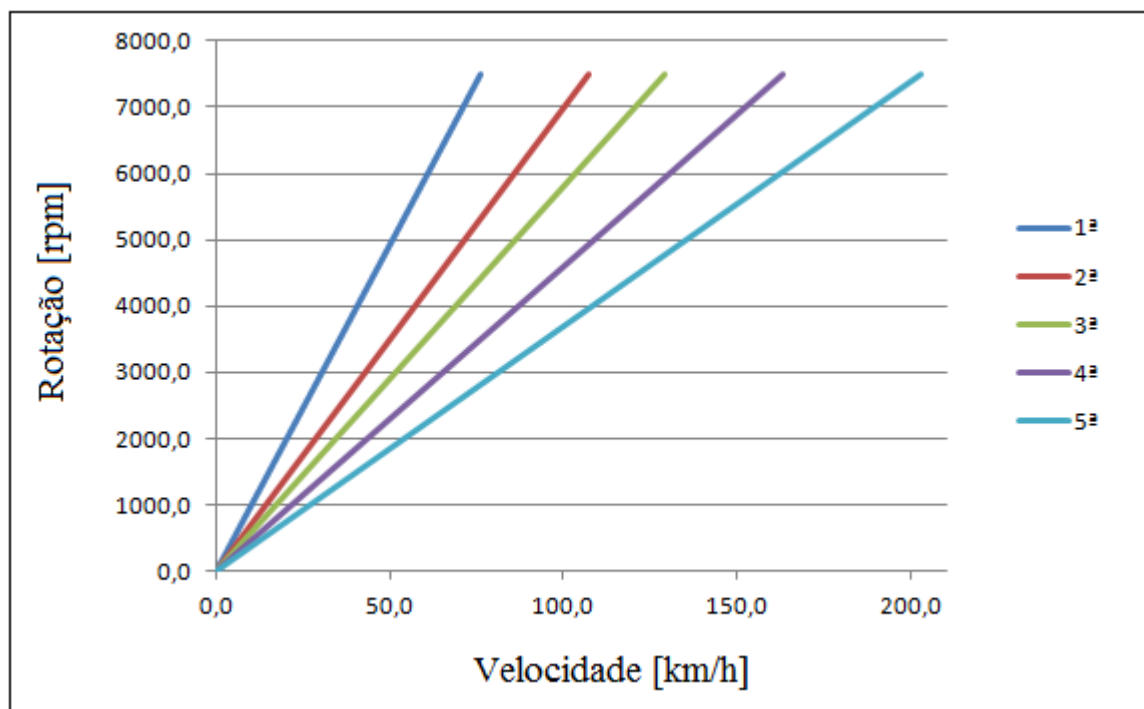
$r_{fix}$  – relação fixa

Desta forma, o número de dentes de cada carreto, será o apresentado na Tabela 4:

**Tabela 4 – Número de dentes de cada carreto**

	Z1	Z2
Relação fixa	23	22
1ª velocidade	33	13
2ª velocidade	29	16
3ª velocidade	27	18
4ª velocidade	25	21

E o escalonamento da caixa será então o apresentado no Gráfico 1.



**Gráfico 1 – Escalonamento da caixa de velocidades**

### 3.2 Componentes aproveitados

Para diminuir os custos e a complexidade na execução do projecto, foram aproveitados componentes de outras caixas de velocidades de origem Fiat, com ou sem alterações efectuadas. O primeiro deles é o veio do trem móvel. Foram introduzidas duas alterações de diâmetro, redução de 32,5 para 30 mm e de 38 para 35 mm (Figura 23 e Figura 24). Estas zonas originalmente não estavam projectadas para a utilização de rolamentos, promovendo o contacto directo entre o veio e o carreto, razão pela qual tinham uma superfície estriada e de diâmetro variável para facilitar a lubrificação. Ora, uma solução construtiva deste género não se coaduna com os requisitos do projecto, pelo que foi decidido maquinar ambas estas zonas para diâmetros inferiores para permitir a utilização de rolamentos.



Figura 23 – Veio de saída com as dimensões originais

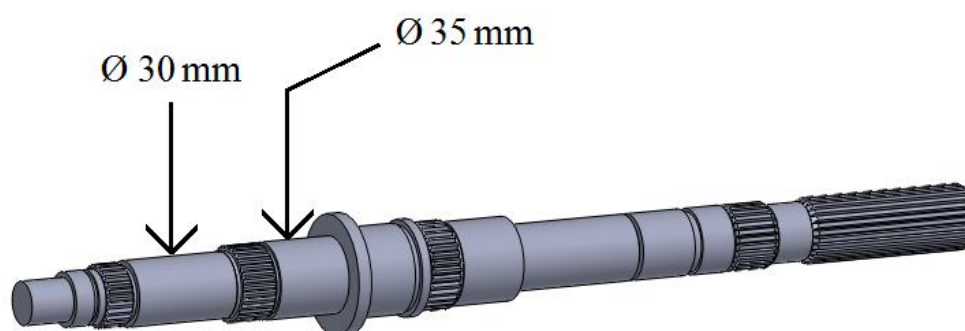
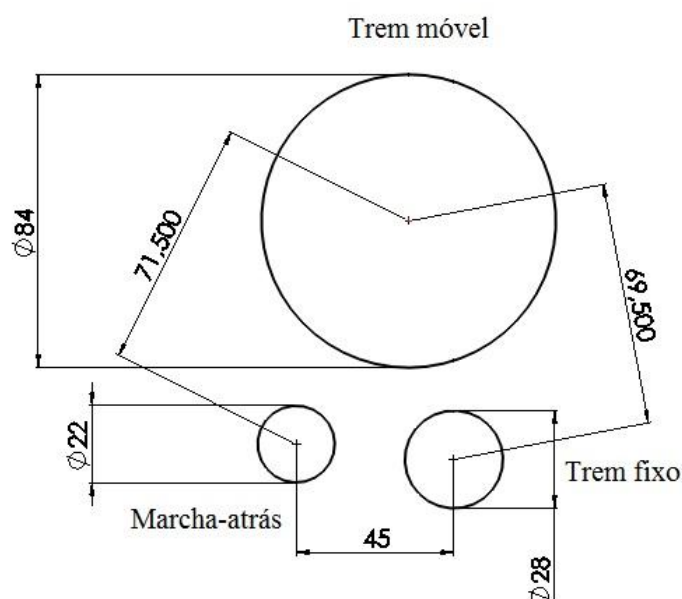


Figura 24 – Desenho do veio de saída com as alterações de diâmetro

### 3.3 Cálculo das engrenagens

Em primeira instância, foram medidos os entre-eixos através das caixas dos rolamentos no cárter. As medidas obtidas são apresentadas na Figura 25.



**Figura 25 – Medição do entre-eixos**

Em seguida, e com recurso ao software MITCalc, foram calculadas as engrenagens e importadas directamente para o Solidworks. As principais características calculadas para cada engrenagem são apresentadas em seguida. Foram utilizados os valores exagerados de 8000 rpm e de 200 kW de potência transferida para permitir uma margem de segurança nos cálculos. Os valores obtidos são apresentados de seguida.

**1ª velocidade**

		Pinion	Gear	
Transferred power	Pw [kW]	200,000	197,542	
Speed (Pinion / Gear)	n [/min]	8000,0	3151,5	
Torsional moment (Pinion / Gear)	Mk [N.m]	238,75	598,61	
Transmission ratio / from table	i	2,54		
Number of teeth Pinion / Gear	z	13	33	
Face width (Pinion / Gear)	b	20	20	[mm]
Normal module	mn	3		[mm]
Transverse module	mt	3,0000		[mm]
Circular pitch	p	9,425		[mm]
Transverse circular pitch	pt	9,425		[mm]
Base circular pitch	ptb	8,856		[mm]
Center distance (pitch)	a	69,0000		[mm]
Center distance (production)	av	69,5133		[mm]
Center distance (working)	aw	69,5000		[mm]
Pressure angle	$\alpha$	20,00		[°]
Transverse pressure angle	$\alpha_t$	20,0000		[°]
Pressure angle at the pitch cylinder	$\alpha_{wn}$	21,1034		[°]
Transverse pressure angle at the pitch cylinder	$\alpha_{wt}$	21,1034		[°]
Helix angle	$\beta$	0,00		[°]
Base helix angle	$\beta_b$	0,0000		[°]
Tip diameter	da	46,9412	104,0321	[mm]
Reference diameter	d	39,0000	99,0000	[mm]
Base diameter	db	36,6480	93,0296	[mm]
Root diameter	df	33,4679	90,5588	[mm]
Operating pitch diameter	dw	39,2826	99,7174	[mm]
Addendum	ha	3,9706	2,5161	[mm]
Dedendum	hf	2,7661	4,2206	[mm]
Tooth thickness on the tip diameter	sna	1,3468	2,3497	[mm]
Tooth thickness on the tip diameter	sta	1,3468	2,3497	[mm]
Tooth thickness on the pitch diameter	sn	5,4286	4,3698	[mm]
Tooth thickness on the pitch diameter	st	5,4286	4,3698	[mm]
Tooth thickness on the root diameter	sb	5,1574	5,3470	[mm]
Unit tooth thickness on the tip diameter	sa*	0,4489	0,7832	[modul]
Unit correction	dY	0,0044		[modul]
Total unit correction	x1+x2	0,1711		[modul]
Addendum modification coefficient	x	0,3280	-0,1569	[modul]
Approximate weight of the gearing	m	1,370075727		[kg]
Efficiency of the gearing	m	0,987710096		



**2ª velocidade**

		Pinion	Gear	
Transferred power	Pw [kW]	200,000	197,966	
Speed (Pinion / Gear)	n [/min]	8000,0	4413,8	
Torsional moment (Pinion / Gear)	Mk [N.m]	238,75	428,33	
Transmission ratio / from table	i	1,81		
Number of teeth Pinion / Gear	z	16	29	
Face width (Pinion / Gear)	b	20	20	[mm]
Normal module	mn	3		[mm]
Transverse module	mt	3,0000		[mm]
Circular pitch	p	9,425		[mm]
Transverse circular pitch	pt	9,425		[mm]
Base circular pitch	ptb	8,856		[mm]
Center distance (pitch)	a	67,5000		[mm]
Center distance (production)	av	69,7037		[mm]
Center distance (working)	aw	69,5000		[mm]
Pressure angle	$\alpha$	20,00		[°]
Transverse pressure angle	$\alpha_t$	20,0000		[°]
Pressure angle at the pitch cylinder	$\alpha_{wn}$	24,1257		[°]
Transverse pressure angle at the pitch cylinder	$\alpha_{wt}$	24,1257		[°]
Helix angle	$\beta$	0,00		[°]
Base helix angle	$\beta_b$	0,0000		[°]
Tip diameter	da	56,8722	93,7205	[mm]
Reference diameter	d	48,0000	87,0000	[mm]
Base diameter	db	45,1052	81,7533	[mm]
Root diameter	df	43,7796	80,6278	[mm]
Operating pitch diameter	dw	49,4222	89,5778	[mm]
Addendum	ha	4,4361	3,3602	[mm]
Dedendum	hf	2,1102	3,1861	[mm]
Tooth thickness on the tip diameter	sna	1,4145	2,2634	[mm]
Tooth thickness on the tip diameter	sta	1,4145	2,2634	[mm]
Tooth thickness on the pitch diameter	sn	5,9061	5,1229	[mm]
Tooth thickness on the pitch diameter	st	5,9061	5,1229	[mm]
Tooth thickness on the root diameter	sb	6,0393	5,9494	[mm]
Unit tooth thickness on the tip diameter	sa*	0,4715	0,7545	[modul]
Unit correction	dY	0,0679		[modul]
Total unit correction	x1+x2	0,7346		[modul]
Addendum modification coefficient	x	0,5466	0,1880	[modul]
Approximate weight of the gearing	m	1,252537835		[kg]
Efficiency of the gearing	m	98,98%		

**3ª velocidade**

		Pinion	Gear	
Transferred power	Pw [kW]	200,000	197,966	
Speed (Pinion / Gear)	n [/min]	8000,0	4413,8	
Torsional moment (Pinion / Gear)	Mk [N.m]	238,75	428,33	
Transmission ratio / from table	i	1,50		
Number of teeth Pinion / Gear	z	18	27	
Face width (Pinion / Gear)	b	20	20	[mm]
Normal module	mn	3		[mm]
Transverse module	mt	3,0000		[mm]
Circular pitch	p	9,425		[mm]
Transverse circular pitch	pt	9,425		[mm]
Base circular pitch	ptb	8,856		[mm]
Center distance (pitch)	a	67,5000		[mm]
Center distance (production)	av	69,7037		[mm]
Center distance (working)	aw	69,5000		[mm]
Pressure angle	$\alpha$	20,00		[°]
Transverse pressure angle	$\alpha_t$	20,0000		[°]
Pressure angle at the pitch cylinder	$\alpha_{wn}$	24,1257		[°]
Transverse pressure angle at the pitch cylinder	$\alpha_{wt}$	24,1257		[°]
Helix angle	$\beta$	0,00		[°]
Base helix angle	$\beta_b$	0,0000		[°]
Tip diameter	da	62,5963	87,9963	[mm]
Reference diameter	d	54,0000	81,0000	[mm]
Base diameter	db	50,7434	76,1151	[mm]
Root diameter	df	49,5037	74,9037	[mm]
Operating pitch diameter	dw	55,6000	83,4000	[mm]
Addendum	ha	4,2982	3,4982	[mm]
Dedendum	hf	2,2482	3,0482	[mm]
Tooth thickness on the tip diameter	sna	1,6055	2,1946	[mm]
Tooth thickness on the tip diameter	sta	1,6055	2,1946	[mm]
Tooth thickness on the pitch diameter	sn	5,8056	5,2233	[mm]
Tooth thickness on the pitch diameter	st	5,8056	5,2233	[mm]
Tooth thickness on the root diameter	sb	6,0601	5,9466	[mm]
Unit tooth thickness on the tip diameter	sa*	0,5352	0,7315	[modul]
Unit correction	dY	0,0679		[modul]
Total unit correction	x1+x2	0,7346		[modul]
Addendum modification coefficient	x	0,5006	0,2339	[modul]
Approximate weight of the gearing	m	1,208489243		[kg]
Efficiency of the gearing	m	99,01%		

**4ª velocidade**

		Pinion	Gear	
Transferred power	Pw [kW]	200,000	197,887	
Speed (Pinion / Gear)	n [/min]	8000,0	6720,0	
Torsional moment (Pinion / Gear)	Mk [N.m]	238,75	281,22	
Transmission ratio / from table	i	1,19		
Number of teeth Pinion / Gear	z	21	25	
Face width (Pinion / Gear)	b	19	19	[mm]
Normal module	mn	3		[mm]
Transverse module	mt	3,0000		[mm]
Circular pitch	p	9,425		[mm]
Transverse circular pitch	pt	9,425		[mm]
Base circular pitch	ptb	8,856		[mm]
Center distance (pitch)	a	69,0000		[mm]
Center distance (production)	av	69,5133		[mm]
Center distance (working)	aw	69,5000		[mm]
Pressure angle	$\alpha$	20,00		[°]
Transverse pressure angle	$\alpha_t$	20,0000		[°]
Pressure angle at the pitch cylinder	$\alpha_{wn}$	21,1034		[°]
Transverse pressure angle at the pitch cylinder	$\alpha_{wt}$	21,1034		[°]
Helix angle	$\beta$	0,00		[°]
Base helix angle	$\beta_b$	0,0000		[°]
Tip diameter	da	69,8707	81,1027	[mm]
Reference diameter	d	63,0000	75,0000	[mm]
Base diameter	db	59,2006	70,4769	[mm]
Root diameter	df	56,3973	67,6293	[mm]
Operating pitch diameter	dw	63,4565	75,5435	[mm]
Addendum	ha	3,4353	3,0513	[mm]
Dedendum	hf	3,3013	3,6853	[mm]
Tooth thickness on the tip diameter	sna	1,9539	2,1548	[mm]
Tooth thickness on the tip diameter	sta	1,9539	2,1548	[mm]
Tooth thickness on the pitch diameter	sn	5,0390	4,7595	[mm]
Tooth thickness on the pitch diameter	st	5,0390	4,7595	[mm]
Tooth thickness on the root diameter	sb	5,3515	5,2997	[mm]
Unit tooth thickness on the tip diameter	sa*	0,6513	0,7183	[modul]
Unit correction	dY	0,0044		[modul]
Total unit correction	x1+x2	0,1711		[modul]
Addendum modification coefficient	x	0,1496	0,0216	[modul]
Approximate weight of the gearing	m	1,11758869		[kg]
Efficiency of the gearing	m	98,94%		

**Relação fixa**

		Pinion	Gear	
Transferred power	Pw [kW]	200,000	197,887	
Speed (Pinion / Gear)	n [/min]	8000,0	6720,0	
Torsional moment (Pinion / Gear)	Mk [N.m]	238,75	281,22	
Transmission ratio / from table	i	1,045454545		
Number of teeth Pinion / Gear	z	22	23	
Face width (Pinion / Gear)	b	20	20	[mm]
Normal module	mn	3		[mm]
Transverse module	mt	3,0000		[mm]
Circular pitch	p	9,425		[mm]
Transverse circular pitch	pt	9,425		[mm]
Base circular pitch	ptb	8,856		[mm]
Center distance (pitch)	a	67,5000		[mm]
Center distance (production)	av	69,7037		[mm]
Center distance (working)	aw	69,5000		[mm]
Pressure angle	$\alpha$	20,00		[°]
Transverse pressure angle	$\alpha_t$	20,0000		[°]
Pressure angle at the pitch cylinder	$\alpha_{wn}$	24,1257		[°]
Transverse pressure angle at the pitch cylinder	$\alpha_{wt}$	24,1257		[°]
Helix angle	$\beta$	0,00		[°]
Base helix angle	$\beta_b$	0,0000		[°]
Tip diameter	da	73,9007	76,6920	[mm]
Reference diameter	d	66,0000	69,0000	[mm]
Base diameter	db	62,0197	64,8388	[mm]
Root diameter	df	60,8080	63,5993	[mm]
Operating pitch diameter	dw	67,9556	71,0445	[mm]
Addendum	ha	3,9503	3,8460	[mm]
Dedendum	hf	2,5960	2,7003	[mm]
Tooth thickness on the tip diameter	sna	1,9226	1,9923	[mm]
Tooth thickness on the tip diameter	sta	1,9226	1,9923	[mm]
Tooth thickness on the pitch diameter	sn	5,5524	5,4765	[mm]
Tooth thickness on the pitch diameter	st	5,5524	5,4765	[mm]
Tooth thickness on the root diameter	sb	6,0220	5,9958	[mm]
Unit tooth thickness on the tip diameter	sa*	0,6409	0,6641	[modul]
Unit correction	dY	0,0679		[modul]
Total unit correction	x1+x2	0,7346		[modul]
Addendum modification coefficient	x	0,3847	0,3499	[modul]
Approximate weight of the gearing	m	1,169092957		[kg]
Efficiency of the gearing	m	99,04%		

Dado que a marcha atrás é constituída por 3 carretos, foi calculado primeiro o engrenamento do veio intermédio com o carreto intermédio de marcha-atrás, e posteriormente o do carreto intermédio de marcha-atrás com o veio de saída, utilizando a correcção do dentado determinada no primeiro cálculo.

### Marcha atrás (veio intermédio – carreto intermédio de marcha-atrás)

		Pinion	Gear	
Transferred power	Pw [kW]	200,000	198,463	
Speed (Pinion / Gear)	n [/min]	8000,0	4622,2	
Torsional moment (Pinion / Gear)	Mk [N.m]	238,75	410,05	
Transmission ratio / from table	i	1,730769231		
Number of teeth Pinion / Gear	z	26	45	
Face width (Pinion / Gear)	b	20	20	[mm]
Normal module	mn	2		[mm]
Transverse module	mt	2,0000		[mm]
Circular pitch	p	6,283		[mm]
Transverse circular pitch	pt	6,283		[mm]
Base circular pitch	ptb	5,904		[mm]
Center distance (pitch)	a	71,0000		[mm]
Center distance (production)	av	71,5130		[mm]
Center distance (working)	aw	71,5000		[mm]
Pressure angle	$\alpha$	20,00		[°]
Transverse pressure angle	$\alpha_t$	20,0000		[°]
Pressure angle at the pitch cylinder	$\alpha_{wn}$	21,0733		[°]
Transverse pressure angle at the pitch cylinder	$\alpha_{wt}$	21,0733		[°]
Helix angle	$\beta$	0,00		[°]
Base helix angle	$\beta_b$	0,0000		[°]
Tip diameter	da	56,5616	94,4124	[mm]
Reference diameter	d	52,0000	90,0000	[mm]
Base diameter	db	48,8640	84,5723	[mm]
Root diameter	df	47,5876	85,4383	[mm]
Operating pitch diameter	dw	52,3662	90,6338	[mm]
Addendum	ha	2,2808	2,2062	[mm]
Dedendum	hf	2,2062	2,2808	[mm]
Tooth thickness on the tip diameter	sna	1,3722	1,5089	[mm]
Tooth thickness on the tip diameter	sta	1,3722	1,5089	[mm]
Tooth thickness on the pitch diameter	sn	3,3555	3,3011	[mm]
Tooth thickness on the pitch diameter	st	3,3555	3,3011	[mm]
Tooth thickness on the root diameter	sb	3,7800	4,4072	[mm]
Unit tooth thickness on the tip diameter	sa*	0,6861	0,7544	[modul]
Unit correction	dY	0,0065		[modul]
Total unit correction	x1+x2	0,2565		[modul]
Addendum modification coefficient	x	0,1469	0,1096	[modul]
Approximate weight of the gearing	m	1,334908672		[kg]
Efficiency of the gearing	m	99,23%		

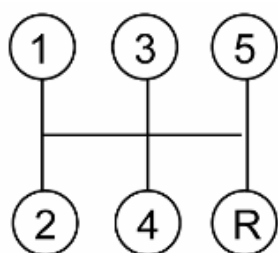
**Marcha atrás (carreto intermédio de marcha-atrás – veio de saída)**

		Pinion	Gear	
Transferred power	Pw [kW]	200,000	197,926	
Speed (Pinion / Gear)	n [/min]	8000,0	5538,5	
Torsional moment (Pinion / Gear)	Mk [N.m]	238,75	341,28	
Transmission ratio / from table	i	1,44		
Number of teeth Pinion / Gear	z	18	26	
Face width (Pinion / Gear)	b	20	20	[mm]
Normal module	mn	2		[mm]
Transverse module	mt	2,0000		[mm]
Circular pitch	p	6,283		[mm]
Transverse circular pitch	pt	6,283		[mm]
Base circular pitch	ptb	5,904		[mm]
Center distance (pitch)	a	44,0000		[mm]
Center distance (production)	av	45,0797		[mm]
Center distance (working)	aw	45,0000		[mm]
Pressure angle	$\alpha$	20,00		[°]
Transverse pressure angle	$\alpha_t$	20,0000		[°]
Pressure angle at the pitch cylinder	$\alpha_{wn}$	23,2472		[°]
Transverse pressure angle at the pitch cylinder	$\alpha_{wt}$	23,2472		[°]
Helix angle	$\beta$	0,00		[°]
Base helix angle	$\beta_b$	0,0000		[°]
Tip diameter	da	41,4126	56,4280	[mm]
Reference diameter	d	36,0000	52,0000	[mm]
Base diameter	db	33,8289	48,8640	[mm]
Root diameter	df	32,5720	47,5874	[mm]
Operating pitch diameter	dw	36,8182	53,1818	[mm]
Addendum	ha	2,7063	2,2140	[mm]
Dedendum	hf	1,7140	2,2063	[mm]
Tooth thickness on the tip diameter	sna	1,1084	1,4464	[mm]
Tooth thickness on the tip diameter	sta	1,1084	1,4464	[mm]
Tooth thickness on the pitch diameter	sn	3,7138	3,3554	[mm]
Tooth thickness on the pitch diameter	st	3,7138	3,3554	[mm]
Tooth thickness on the root diameter	sb	3,8456	3,7799	[mm]
Unit tooth thickness on the tip diameter	sa*	0,5542	0,7232	[modul]
Unit correction	dY	0,0399		[modul]
Total unit correction	x1+x2	0,5399		[modul]
Addendum modification coefficient	x	0,3930	0,1469	[modul]
Approximate weight of the gearing	m	0,503539478		[kg]
Efficiency of the gearing	m	98,96%		

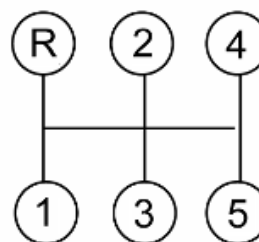
### 3.4 Posição relativa das engrenagens

A caixa de velocidades utilizada como base para o Projecto tinha a 4ª velocidade associada à relação de engate directo (5ª velocidade desmultiplicada), o que fazia com que a sua selecção fosse feita puxando a manete para trás, configuração que está de acordo com as caixas de velocidades tradicionais e que pressupõe um garfo para a 1ª e 2ª velocidades, um para a 3ª e 4ª e outro para a 5ª e para a marcha-atrás (Figura 26). Ora, tal como foi definido no ponto 3.1, a relação de engate directo deverá estar associada à 5ª velocidade, de forma a criar uma relação de 1:1, o que implica a alteração da posição relativa das engrenagens e por conseguinte a disposição das velocidades na manete (Figura 27).

Esta configuração está de acordo com a verificada nas caixas de velocidades de competição, uma vez que a primeira velocidade apenas é utilizada para fazer arrancar o veículo e dificilmente será engrenada novamente numa situação normal de corrida.



**Figura 26 – Posição das velocidades na caixa original**

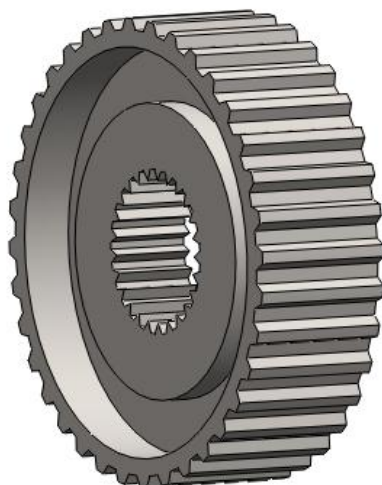


**Figura 27 – Posição das velocidades na caixa de competição**

Assim sendo, foi determinada a utilização de um garfo para a marcha-atrás e para a primeira velocidade, um para a segunda e a terceira velocidades e outro para a quarta e quinta velocidades.

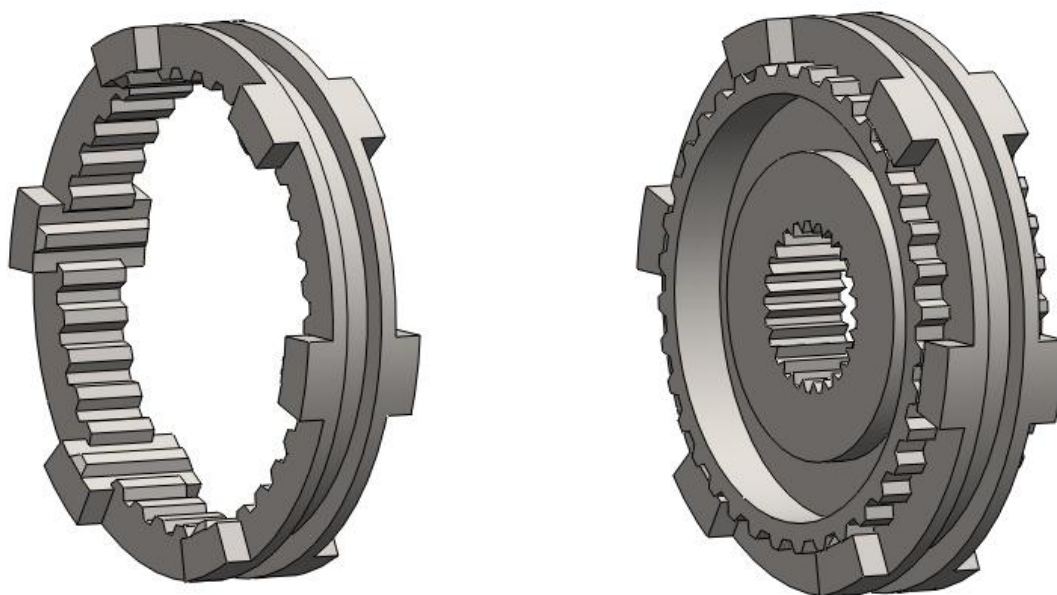
### 3.5 Componentes idealizados

O primeiro componente a ser idealizado foi a roda responsável pela transmissão de potência dos carretos para o veio (Figura 28).



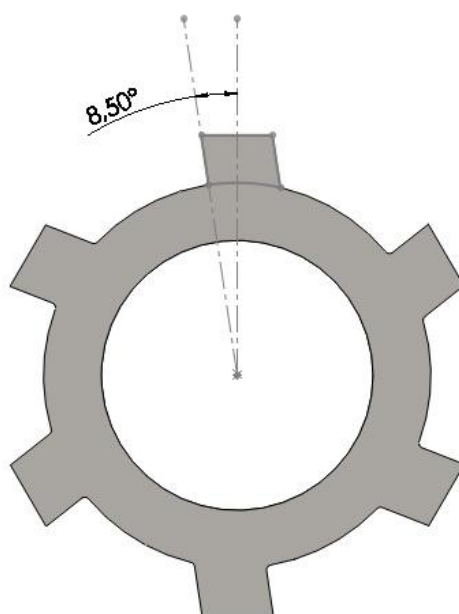
**Figura 28 – Roda de sincronização**

Foi decidido separar o sistema de sincronização em duas partes para tornar as peças de desgaste mais fáceis de substituir. Assim, o anel de sincronização, onde se situam os *crabots* e onde actuam os garfos selectores, corre no dentado exterior da roda de sincronização (Figura 29). Foi optado por uma geometria de 6 *crabots* com um ângulo de  $8,5^\circ$  em relação à vertical (Figura 30). A geometria dos *crabots* escolhida é a comum, visto que o sistema de encravamento por mola das velocidades é suficiente para impedir o desengrenamento espontâneo.



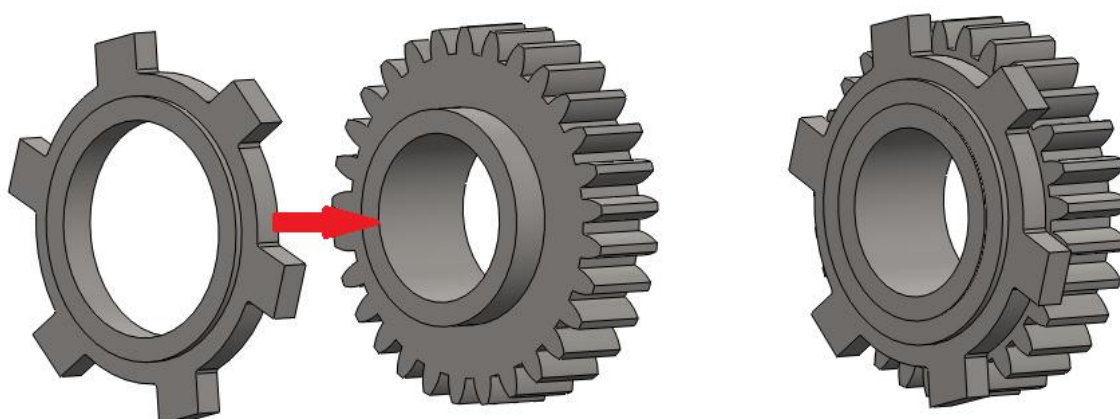
**Figura 29 – Anel de sincronização**



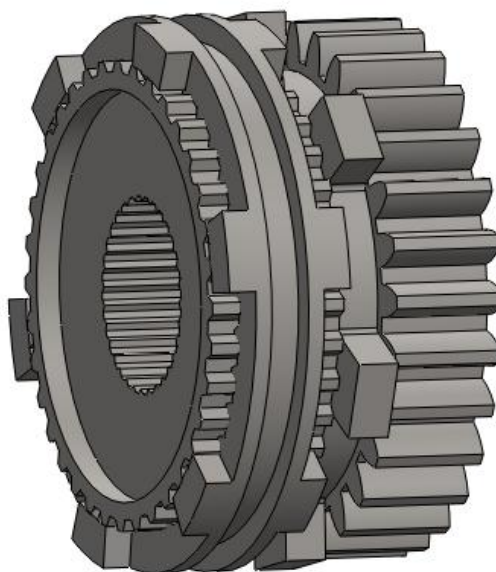


**Figura 30 - Geometria dos *crabots***

Para fazer o engrenamento com os carretos, foi decidido criar uns anéis postiços, acoplados aos carretos através de uma ligação por interferência de diâmetros. A ideia é melhor descrita na Figura 31. Esta solução reforça o princípio de ser possível mudar as peças de desgaste por choque sem ser necessária a troca dos carretos (na eventualidade da falha dos *crabots*). Os cálculos para a determinação da interferência necessária para garantir a transmissão de potência sem escorregamento são descritos na secção 3.7. Na Figura 32 é mostrado um carreto e o sistema de sincronização a ele associado.

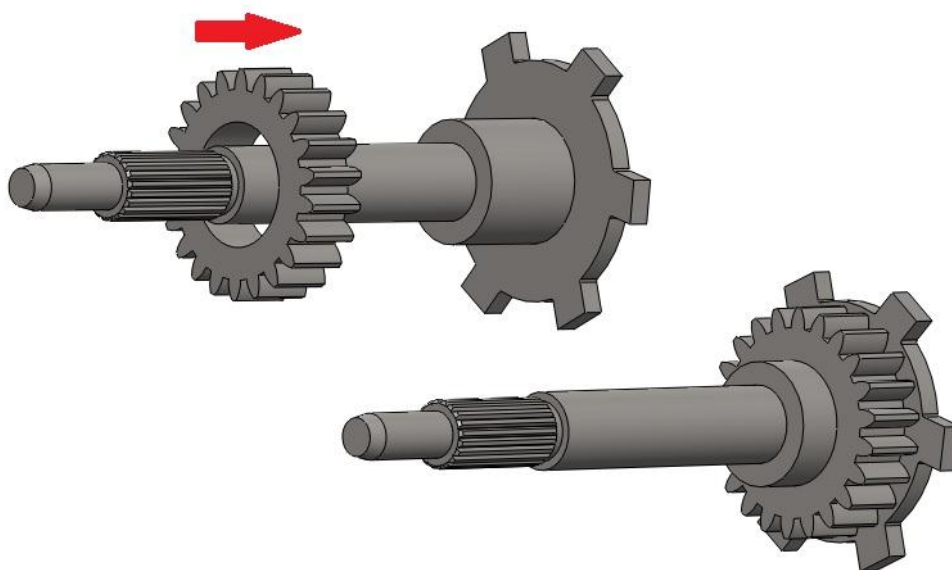


**Figura 31 – Anel postiço de engrenamento**



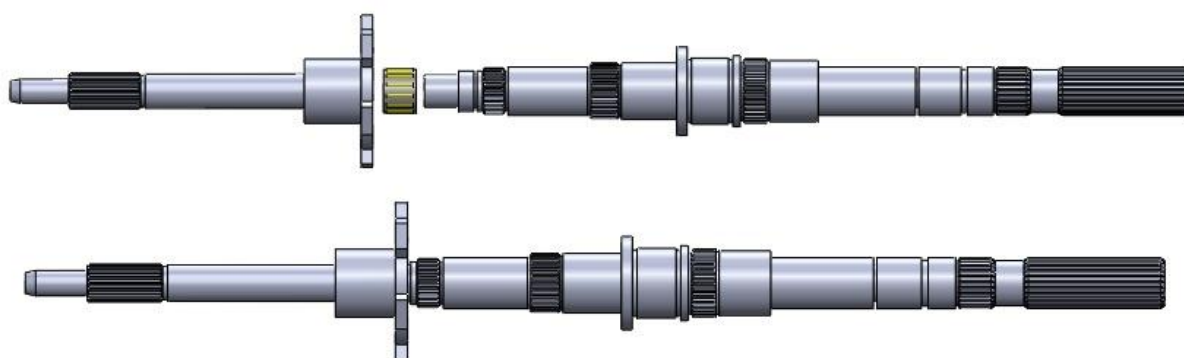
**Figura 32 – Carreto e sistema de sincronização**

O veio de entrada, onde se situa o carreto da relação fixa foi também pensado de forma a permitir a alteração do carreto. Esta característica possibilita o facto de, através da alteração da relação fixa de transmissão, ser possível aproximar ou afastar todas as relações da 5ª velocidade (relação 1:1). A solução construtiva assemelha-se à dos anéis de sincronização, com uma ligação por interferência. (Figura 33).



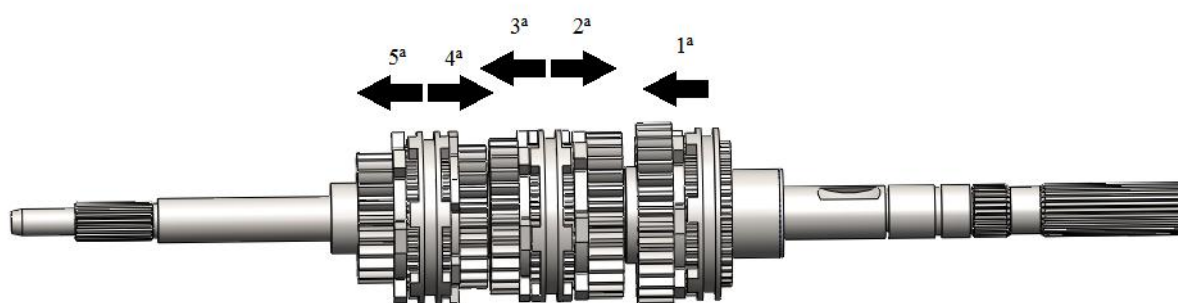
**Figura 33 – Montagem do carreto da relação fixa no veio de entrada**

A montagem do veio de entrada com o veio de saída ocorre com recurso a um rolamento intermédio, o que é exemplificado na Figura 34.



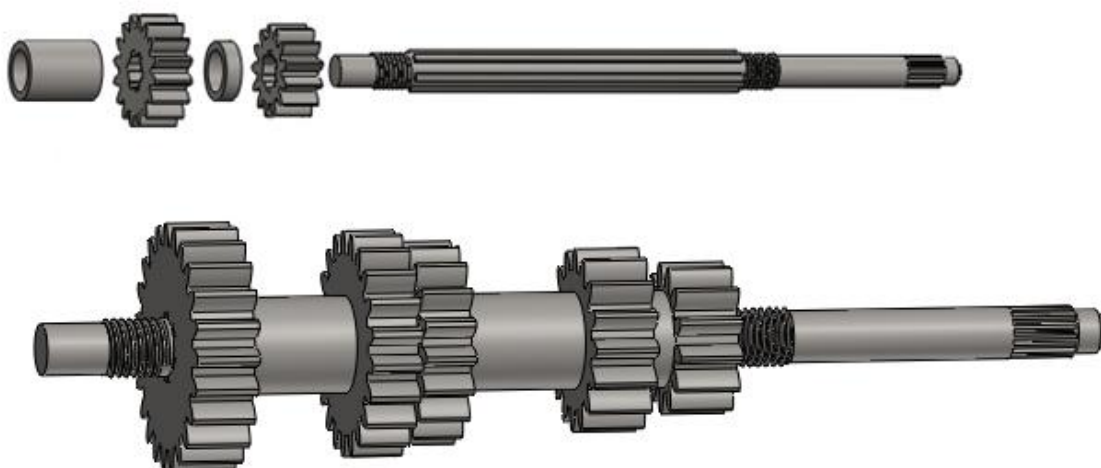
**Figura 34 – Montagem do veio do trem móvel**

Após a montagem do veio de entrada com o de saída, começou a montar-se os carretos importados directamente do MitCalc e os sistemas de sincronização. As dimensões foram idealizadas de forma a ser possível a utilização de rolamentos axiais e radiais para reduzir as perdas por atrito. Desta forma, uma representação dos veios de entrada e de saída com todos os carretos (excepto o de marcha-atrás, que será abordado mais tarde) e sistemas de sincronização é apresentada na Figura 35, onde as setas indicam o sentido no qual se move o anel de sincronização para engrenar cada uma das velocidades.



**Figura 35 – Posição relativa dos carretos**

Para o veio intermédio foi idealizada uma solução simples. Seguindo o princípio da possibilidade de trocar os carretos sem esforço, foi criado um veio estriado onde os carretos são montados. Para manter as distâncias correctas são utilizadas mangas espaçadoras entre os carretos (Figura 36).



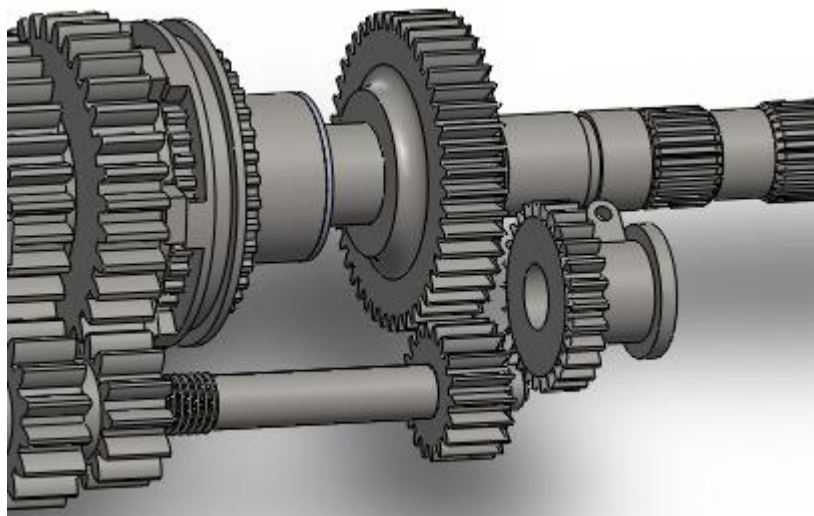
**Figura 36 – Montagem do veio intermédio**

O aspecto dos 3 eixos engrenados será então o apresentado na Figura 37.

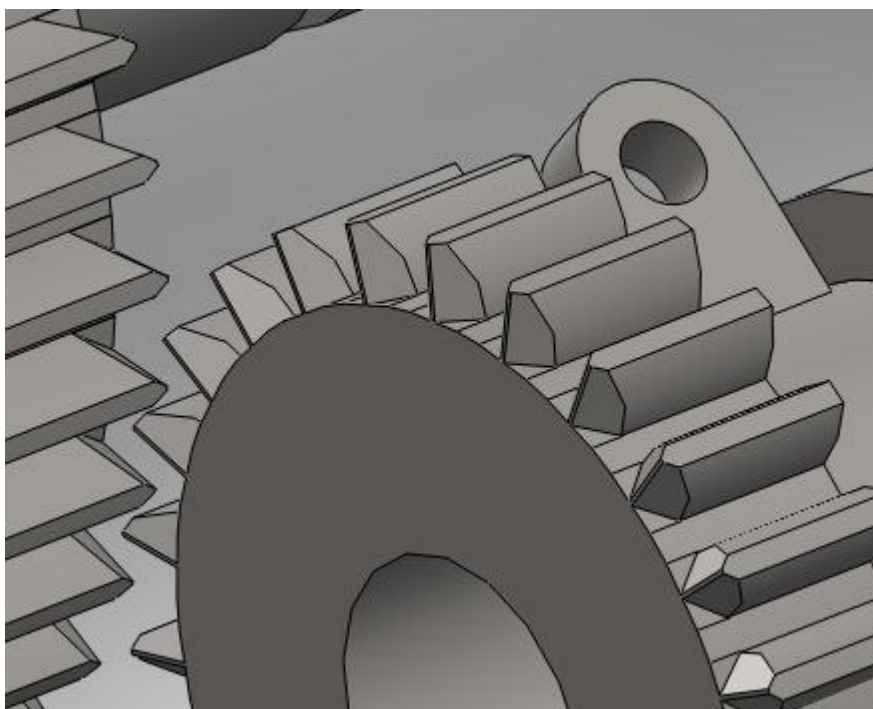


**Figura 37 – Veio de entrada, veio intermédio e veio de saída engrenados**

De notar que até ao presente momento ainda não foi abordada a questão da marcha atrás. A sua forma de engrenamento é diferente das restantes velocidades. Pelo facto de ser utilizada apenas em ocasiões pontuais e o seu engrenamento se dar apenas com o veículo parado, o carreto que faz a inversão do sentido de rotação é forçado entre o veio intermédio e o veio de saída (Figura 38). Isto é possível pelo corte especial do dentado das engrenagens da marcha-atrás, com um ângulo na face de encosto, permitindo que o deslizamento entre elas force a colocação em posição das engrenagens (Figura 39). A ligação dos carretos ao veio de saída é garantida por uma chaveta e ao veio intermédio por estriado.

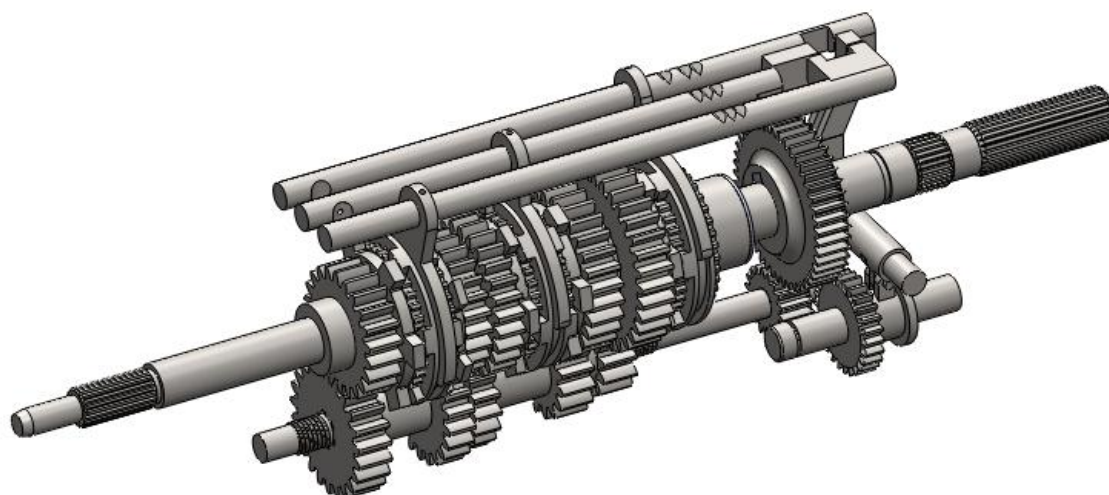


**Figura 38 – Carreto intermédio de marcha-atrás**

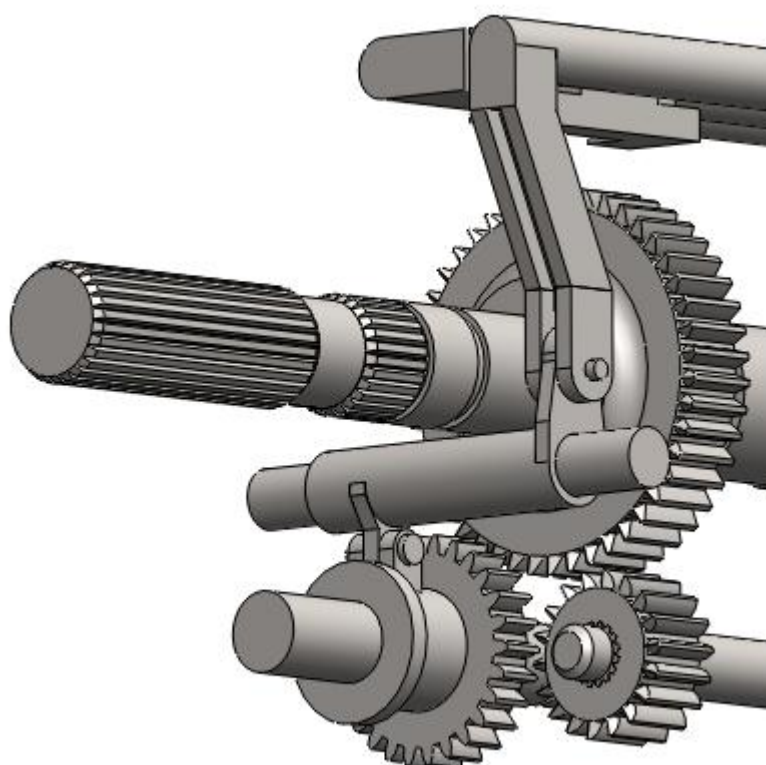


**Figura 39 – Corte da face de encosto dos dentes dos carretos de marcha atrás**

A Figura 40 mostra os garfos de selecção associados a cada par de velocidades. Os entalhes na parte superior dizem respeito ao sistema de encravamento por mola para cada velocidade, que impede os *crabots* de desengrenarem sem a actuação da manete por parte do condutor. Dado que é necessário transformar o movimento para trás do garfo de 1ª em movimento para a frente para engrenar a marcha-atrás, foi pensado um sistema que assenta num eixo transversal (cujos apoios terão de ser maquinados no cárter) e que é mostrado em pormenor na Figura 41.



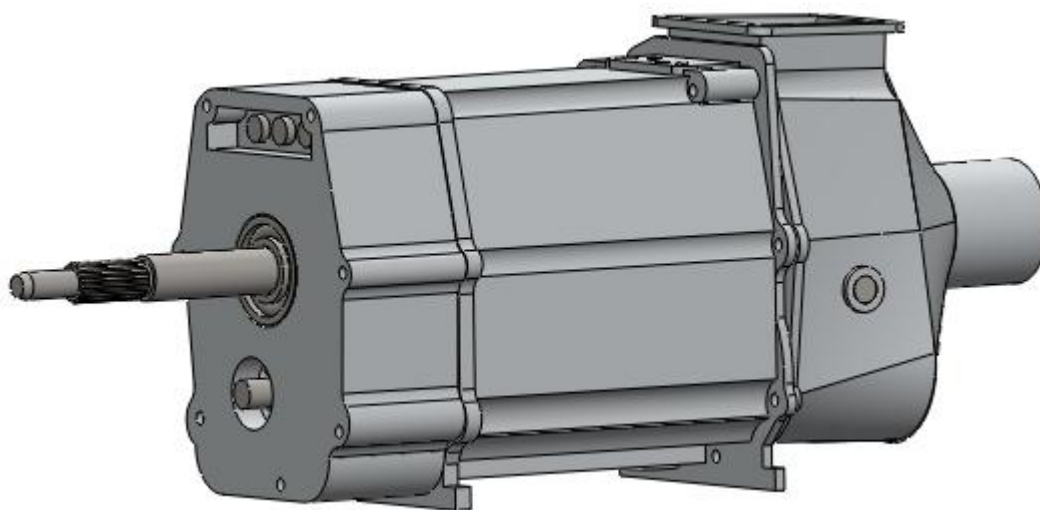
**Figura 40 – Garfos de selecção**



**Figura 41 – Mecanismo de engrenamento da marcha-atrás**



Sendo que todos os componentes fundamentais foram já projectados, o aspecto final da caixa de velocidades, já fechada com os cárteres, será o apresentado na Figura 42.



**Figura 42 – Caixa de velocidades fechada**

### 3.6 Sincronização e dinâmica do engrenamento

A compreensão dos fenómenos presentes durante o engrenamento é um passo fundamental na optimização de uma caixa de velocidades para competição. O ritmo verificado na competição requer de uma caixa de velocidades onde a troca de velocidades seja feita o mais rapidamente possível. Assim sendo, torna-se essencial o conhecimento do tempo necessário para uma passagem de caixa, analisando os factores físicos nela envolvidos e desprezando o tempo associado à acção do condutor. Mas para tal é necessário, em primeira instância, compreender a dinâmica do engrenamento e as forças nele envolvidas. Durante o processo de análise são contemplados dois cenários distintos de troca de velocidades – com e sem utilização de embraiagem – uma vez que este tipo de caixa tem como um dos objectivos a troca de velocidades sem utilização de embraiagem.

#### 3.6.1 Inércias reduzidas

As massas envolvidas no processo de mudança de velocidade são sujeitas a diferentes acelerações angulares. No entanto, para ser possível a utilização de apenas uma velocidade angular, todas as massas devem ser relativas ao mesmo eixo, que geralmente se define como o eixo de rotação da roda mandada a ser engrenada (3). Desta forma, interessa conhecer as inércias reduzidas a esse eixo, que são obtidas por:

$$J_{red,i} = J_i + \sum_{k=1}^i J_k \frac{1}{R_{t_k}^2}$$

onde  $i$  representa a velocidade a ser engrenada e  $k$  as restantes velocidades.

No entanto, dado que a caixa de velocidades em questão é de engate directo, os elementos associados à sincronização partilham o eixo de rotação com o veio de entrada. É então possível utilizar um método mais simples para calcular as inércias, que deverão então ser reduzidas ao veio de entrada (3). Obtém-se então:

$$J_{red,i} = J_{ve} \times R_{t_i}^2$$

onde apenas é necessário conhecer a inércia do veio de entrada  $J_{ve}$  e a relação de transmissão entre este e a velocidade  $i$  a ser engrenada.

Para o engrenamento de velocidades com utilização da embraiagem, apenas é necessário considerar as massas em rotação até ao prato da embraiagem, enquanto que sem a utilização desta deve ser tido em conta a inércia do motor, geralmente dada pela inércia do volante do motor mais 15% (6). As inércias reduzidas calculadas para os dois cenários são então apresentadas de seguida.



**Tabela 5 – Valores das inércias reduzidas com utilização da embraiagem**

$J_{ve} [kg.m^2]$	8,00E-03
-------------------	----------

Velocidades	$R_t$	$J_{red} [kg.m^2]$
1 <sup>a</sup>	2,654	5,63E-02
2 <sup>a</sup>	1,895	2,87E-02
3 <sup>a</sup>	1,568	1,97E-02
4 <sup>a</sup>	1,244	1,24E-02
5 <sup>a</sup>	1	8,00E-03

**Tabela 6 – Valores das inércias reduzidas sem utilização da embraiagem**

$J_{ve} [kg.m^2]$	8,56E-02
-------------------	----------

Velocidades	$R_t$	$J_{red} [kg.m^2]$
1 <sup>a</sup>	2,654	6,03E-01
2 <sup>a</sup>	1,895	3,07E-01
3 <sup>a</sup>	1,568	2,11E-01
4 <sup>a</sup>	1,244	1,33E-01
5 <sup>a</sup>	1	8,56E-02

### 3.6.2 Tempo de engrenamento

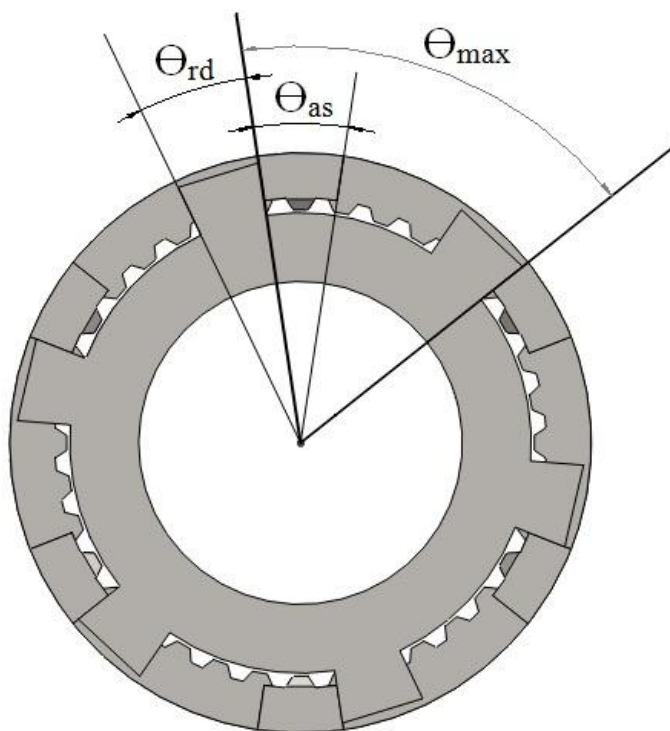
Para a determinação do tempo necessário ao engrenamento de uma velocidade é primeiro necessário ter em conta algumas considerações em relação à geometria dos *crabots* e à forma como eles engrenam.

Uma vez que o engrenamento se dá quando as faces dos *crabots* da roda dentada e do anel de sincronização chocam, o tempo de engrenamento pode definir-se como o tempo máximo para que isto aconteça, que se inicia na situação inicial de interferência, isto é, quando os dentes dos *crabots* iniciam a sua sobreposição. Desta forma, o ângulo máximo que é necessário percorrer para se dar o engrenamento é o ângulo  $\Theta_{max}$ , definido entre duas faces equivalentes do *crabot*. Esta ideia é melhor exemplificada na Figura 43, onde os valores dos ângulos são:

$$\Theta_{rd} = \Theta_{as} = 17^\circ \quad \Theta_{max} = 60^\circ$$

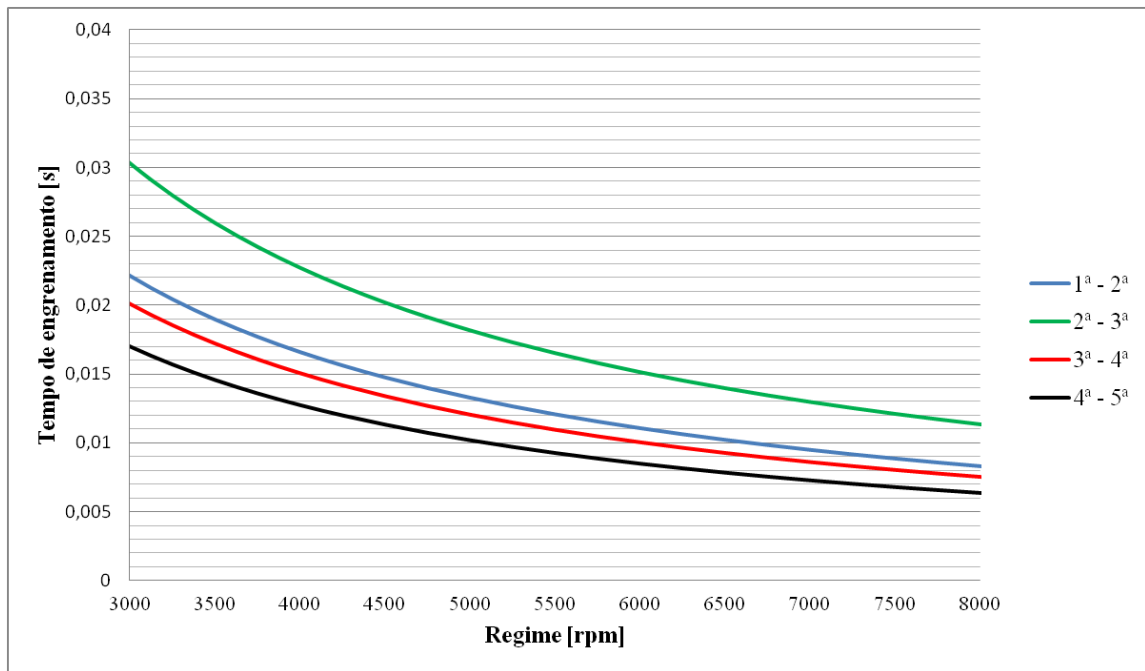
Para definir então o tempo máximo de engrenamento, basta calcular o tempo necessário para percorrer  $\Theta_{\max}$  tendo em conta as velocidades angulares relativas entre cada elemento de sincronização. Este será definido como:

$$\Delta t_{\max} = \frac{\Theta_{\max}}{\omega_{rel}}$$



**Figura 43 – Situação de interferência máxima e respectivos ângulos**

No Gráfico 2 são apresentados os tempos de engrenamento máximos em função do regime do motor para as diferentes situações de mudança de velocidade. Existem apenas quatro situações visto que o tempo máximo de engrenamento é igual para subidas e reduções. Assim sendo, quando é referida uma passagem de 1ª para 2ª, os tempos verificados são iguais a uma redução de 2ª para 1ª. Foi escolhido representar a frequência de rotação a partir das 3000 rpm não só para facilitar a representação mas também por, em situação real dificilmente se verificar uma passagem de caixa a esta rotação, especialmente no domínio da competição.



**Gráfico 2 – Tempo máximo de engrenamento em função do regime do motor**

### 3.6.3 Tempo de sincronização

No processo de passagem de caixa verifica-se uma variação da velocidade angular da roda mandada da velocidade a engrenar. Tome-se como exemplo uma passagem de 2ª para 3ª. Quando a 2ª velocidade é desengrenada, o anel de sincronização mantém-se a rodar com a velocidade do veio de saída, que se considera constante durante o processo de troca de velocidade e é igual à velocidade da roda mandada de 2ª no instante do desengrenamento. Ora, a velocidade da roda mandada de 3ª é superior à de 2ª, pelo que durante o seu engrenamento terá de se verificar uma diminuição da sua velocidade para igualar a velocidade do anel de sincronização. O tempo de sincronização refere-se então ao intervalo temporal necessário para igualar as velocidades angulares da roda mandada e do anel de sincronização, o que é fundamental na determinação do impulso de engrenamento (que será referido mais à frente) e que determinará as condições de esforço aplicadas nos *crabots* aquando do engrenamento. Para tal, faz-se uso do Método das Inércias Equivalentes, que assenta nas variações de energia cinética verificadas durante o processo de troca de velocidade (5).

Conhecidas que são as relações de transmissão entre o veio de entrada e o de saída, estas podem ser expressas sob a forma de quociente entre as velocidades angulares no veio de entrada e o de saída, sendo:

$$R_t = \frac{\omega_{ve}}{\omega_{vs}}$$

A energia cinética pode então ser definida como:

$$2E_c = J_{ve} \cdot \omega_{ve}^2 + \sum_{i=1}^n J_i \cdot \omega_{vs}^2 = \omega_{ve}^2 \left( J_{ve} + \sum_{i=1}^n J_i \cdot \frac{1}{R_t^2} \right) = \omega_{ve}^2 \cdot J_{red}$$

Derivando ambos os membros da equação em ordem ao tempo, obtém-se:

$$P = J_{red} \cdot \omega_{ve} \cdot \dot{\omega}_{ve}$$

E uma vez que a potência necessária para a sincronização pode ser dada pelo produto da velocidade angular com o momento aplicado (de sinal negativo por se referir à potência necessária para reduzir a velocidade da roda mandada a engrenar):

$$P = -M \cdot \omega_{vs}$$

Obtém-se:

$$M = -J_{red} \cdot \frac{\omega_{ve}}{\omega_{vs}} \cdot \dot{\omega}_{ve} = -J_{red} \cdot R_t \cdot \dot{\omega}_{ve}$$

Considerando que durante o tempo de engrenamento a velocidade do veículo não se altera e o momento é constante, a aceleração angular é também constante. Pode então ser escrito, definindo como tempo de sincronização  $\Delta t$ :

$$M = J_{red} \cdot R_t \cdot \frac{(\omega_0 - \omega_1)}{\Delta t}$$

Se forem definidos  $\omega_0$  e  $\omega_1$  em função da velocidade angular do veio de saída  $\omega_{vs}$ , obtém-se:

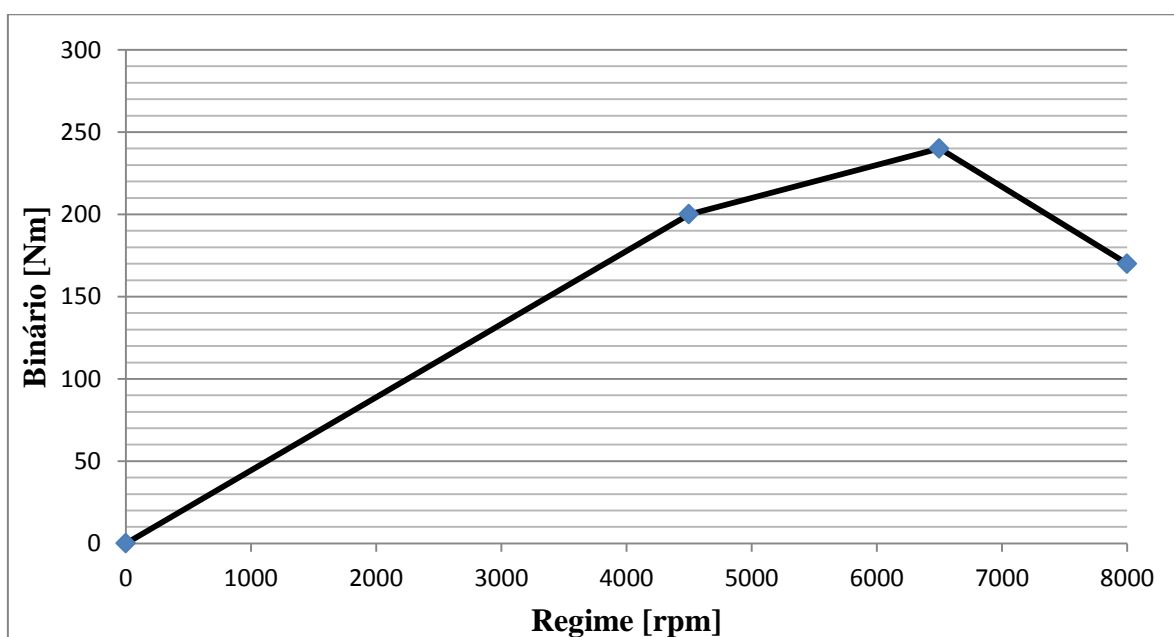
$$\omega_0 = \omega_{vs} \cdot R_{t_{i+1}} \quad ; \quad \omega_1 = \omega_{vs} \cdot R_{t_i}$$

Podendo então escrever-se:

$$M = \frac{J_{red}}{\Delta t} \cdot R_{t_i} \cdot \omega_{vs} \cdot (R_{t_{i+1}} - R_{t_i}) = \frac{J_{red}}{\Delta t} \cdot \omega_{ve} \cdot (R_{t_{i+1}} - R_{t_i})$$

Assim sendo, para a determinação dos tempos de sincronização basta apenas conhecer o momento aplicado para cada regime, informação que é obtida através da curva de binário, como a que é apresentada por hipótese no Gráfico 3, e que foi construída tendo como base diversas curvas de binário de motores Fiat dois litros de injeção mecânica preparados para competição (6).

Esta curva de binário é constituída por 3 segmentos de recta de diferente inclinação, de forma a facilitar o tratamento dos dados. Embora possa não corresponder à situação real, principalmente para regimes inferiores a 1500 rpm, constitui uma boa aproximação, suficiente para o cálculo dos tempos de sincronização.



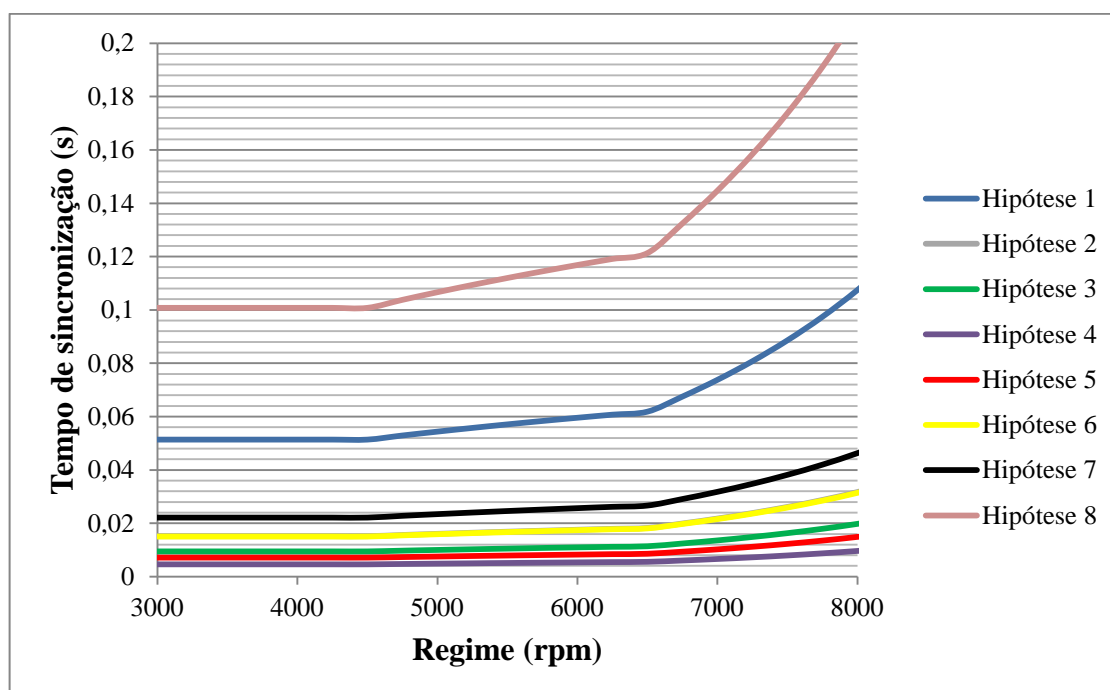
**Gráfico 3 – Curva de binário aproximada para um motor Fiat 2000cm<sup>3</sup> de injeção mecânica preparado para competição**

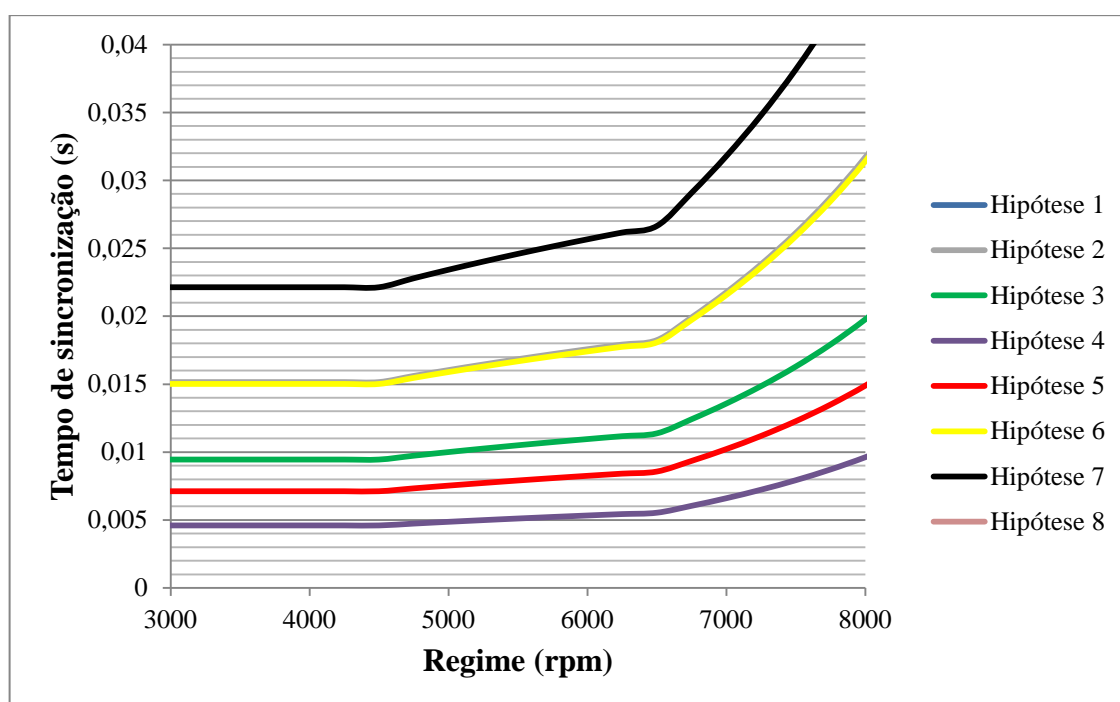
Com os valores obtidos através da curva de binário é então possível calcular os tempos de sincronização relativos ao engrenamento de cada velocidade. Em situação normal existem 8 hipóteses realistas de mudança de velocidades, apresentadas na Tabela 7 (na realidade, a hipótese 8 não deverá acontecer num cenário de corrida, mas foi considerada na mesma).

**Tabela 7 – Hipóteses realistas de mudança de velocidade**

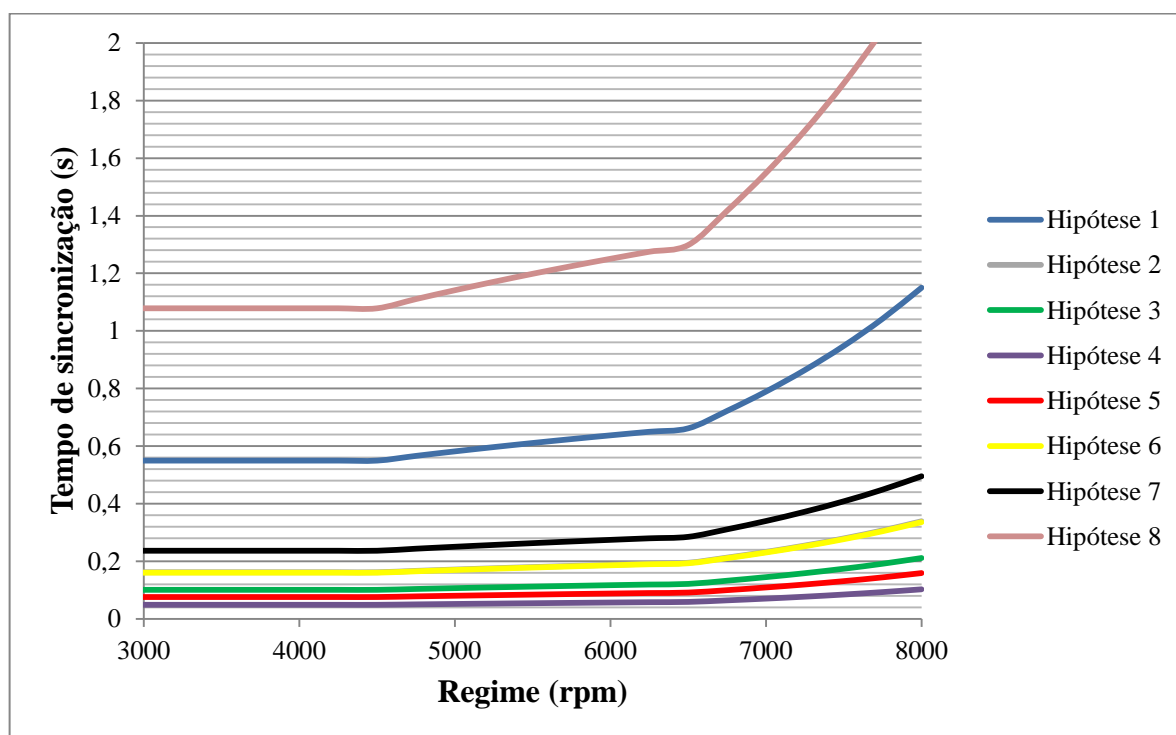
Hipótese	
1	1 <sup>a</sup> → 2 <sup>a</sup>
2	2 <sup>a</sup> → 3 <sup>a</sup>
3	3 <sup>a</sup> → 4 <sup>a</sup>
4	4 <sup>a</sup> → 5 <sup>a</sup>
5	5 <sup>a</sup> → 4 <sup>a</sup>
6	4 <sup>a</sup> → 3 <sup>a</sup>
7	3 <sup>a</sup> → 2 <sup>a</sup>
8	2 <sup>a</sup> → 1 <sup>a</sup>

Dadas as hipóteses de mudança de velocidade, e uma vez que foram já obtidos todos os dados necessários para o cálculo dos tempos de sincronização, estes são apresentados em seguida.

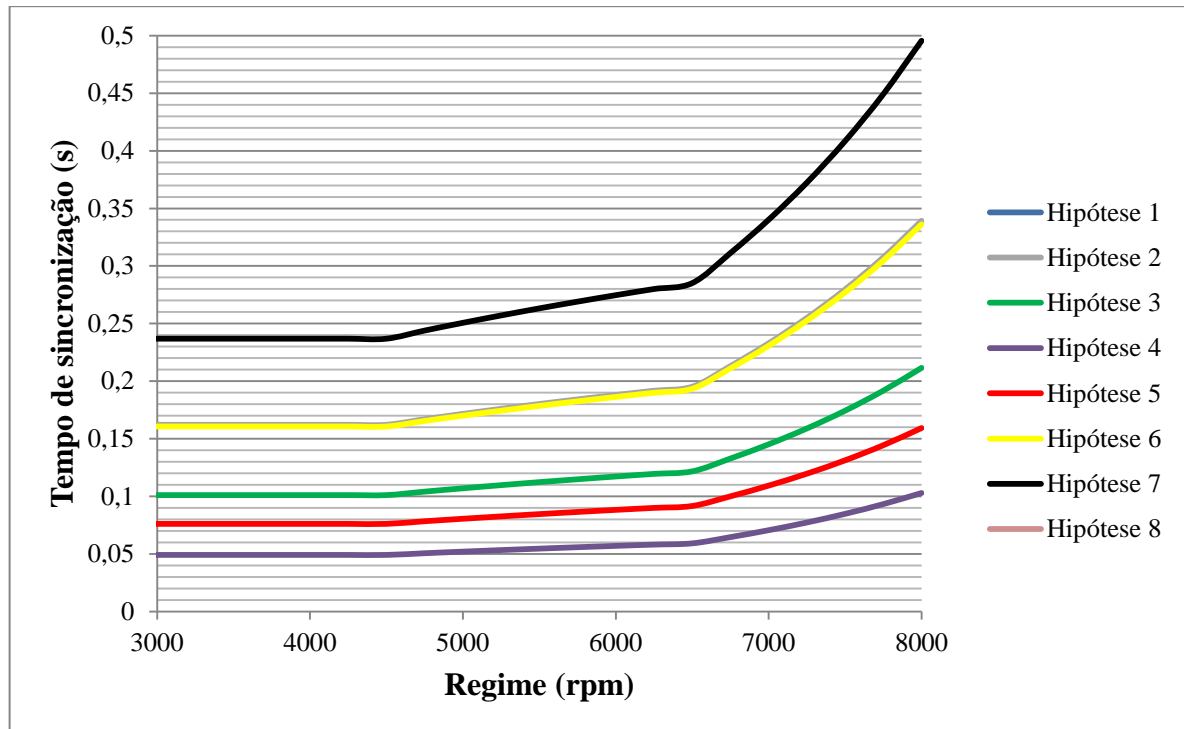

**Gráfico 4 – Tempos de sincronização em função do regime do motor para as diferentes hipóteses de mudança de velocidade com utilização da embraiagem**



**Gráfico 5 – Tempos de sincronização em função do regime do motor para as diferentes hipóteses de mudança de velocidade com utilização da embraiagem (pormenor)**



**Gráfico 6 – Tempos de sincronização em função do regime do motor para as diferentes hipóteses de mudança de velocidade sem utilização da embraiagem**



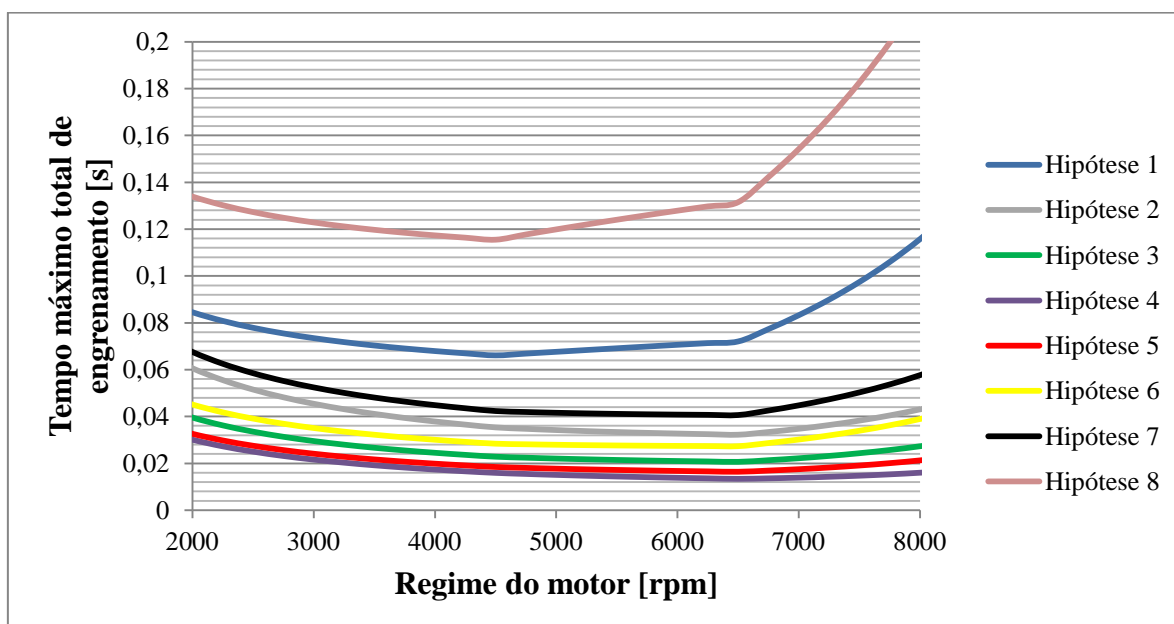
**Gráfico 7 - Tempos de sincronização em função do regime do motor para as diferentes hipóteses de mudança de velocidade sem utilização da embraiagem (pormenor)**

Os valores obtidos são concordantes com o esperado, dado que o tempo de sincronização aumenta com a rotação, uma vez que com esta aumenta também a diferença de velocidades angulares entre as rodas mandadas. Os valores elevados relativos à passagem de 1ª para 2ª e principalmente de 2ª para 1ª devem-se à grande diferença no valor das relações de transmissão entre estas duas velocidades, o que vai fazer aumentar ainda mais as diferenças nas velocidades angulares de ambas. É observável também a diferença entre os dois cenários de troca de velocidades (com e sem utilização de embraiagem), uma vez que sem o corte do binário do motor, a inércia a si associada faz aumentar os tempos de sincronização. Ressalva-se novamente o facto de a análise relativa à primeira velocidade não ser especialmente importante dado que em situação de competição estas passagens de caixa raramente são utilizadas, especialmente uma redução de 2ª para 1ª.

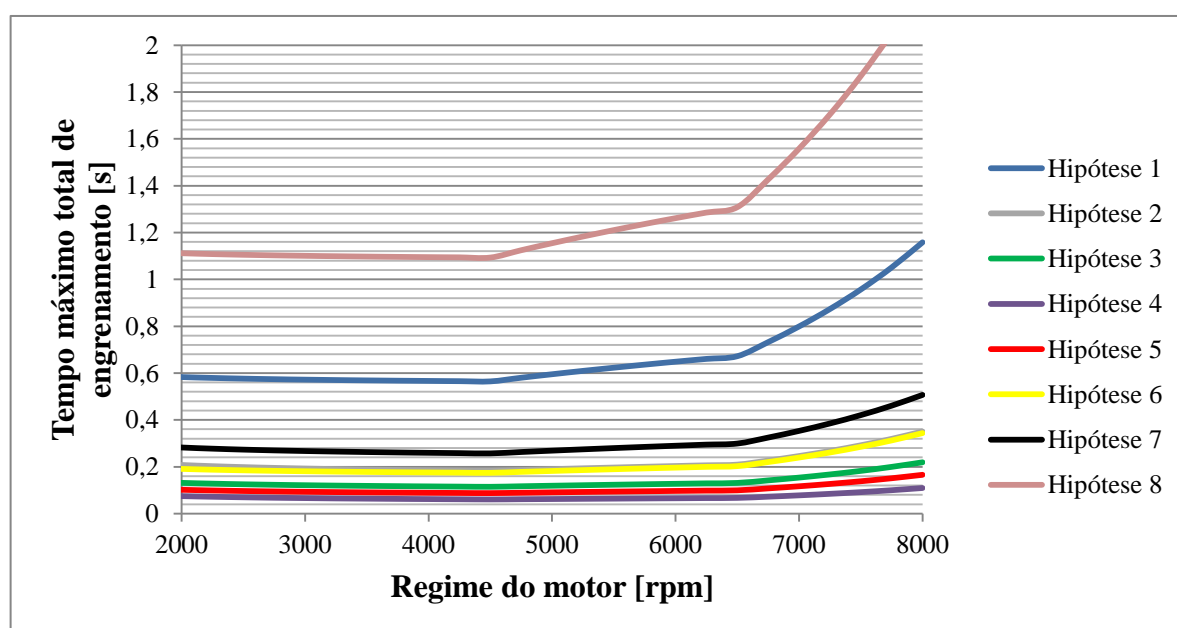


### 3.6.4 Tempo máximo total de engrenamento

Se for então considerado o tempo total máximo de engrenamento como a soma do tempo máximo de engrenamento com o tempo de sincronização, este terá os valores apresentados em seguida.



**Gráfico 8 – Tempo máximo total de engrenamento em função do regime do motor e com utilização da embraiagem**



**Gráfico 9 – Tempo máximo total de engrenamento em função do regime do motor e sem utilização da embraiagem**

As hipóteses utilizadas para a construção do Gráfico 8 e do Gráfico 9 são as mesmas utilizadas no Gráfico 4 e apresentadas na Tabela 7. Novamente se verifica a influência dos elevados valores para os tempos de sincronização na passagem de 1ª para 2ª velocidade e especialmente na redução de 2ª para 1ª (hipóteses 1 e 8, respectivamente).

Embora os valores do tempo de sincronização tenham uma maior magnitude que os tempos de engrenamento, deve ter-se em conta que estes resultados estão associados a uma situação de tempo máximo de engrenamento, que só se verificará nas condições descritas no ponto 3.6.2. Em qualquer outra situação, o tempo total de engrenamento será inferior.

### 3.6.5 Impulso resultante da sincronização

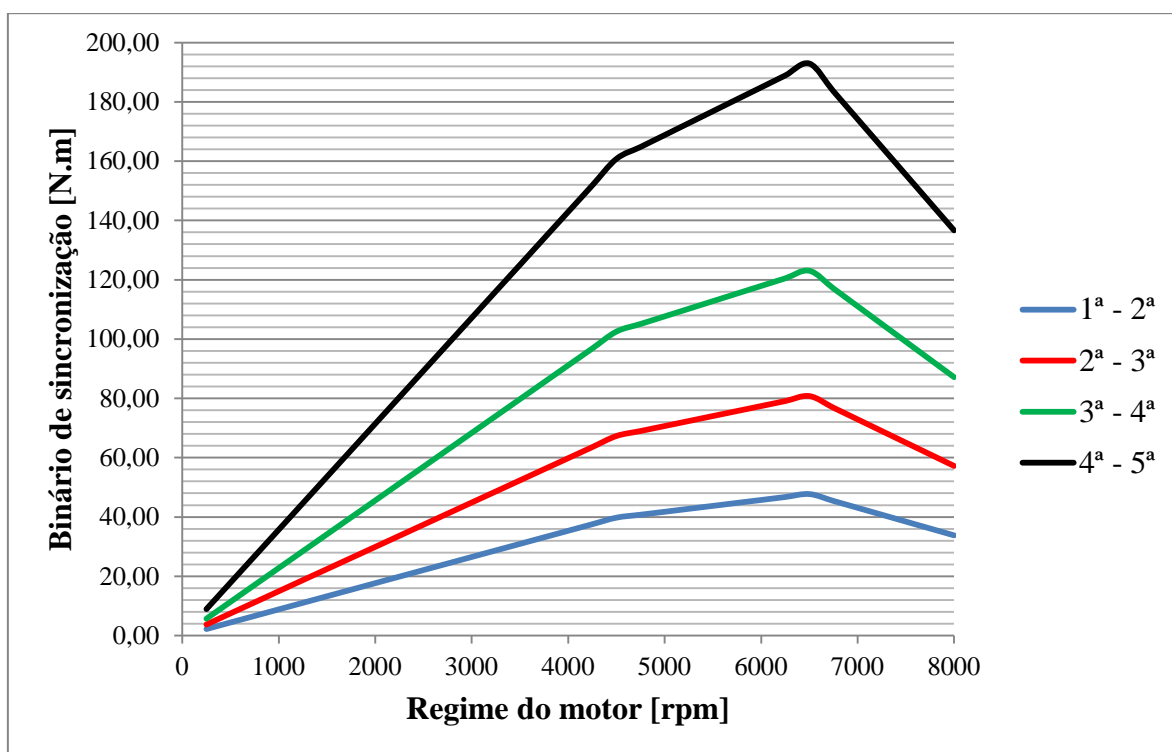
Como foi referido no ponto 3.6.3, para se dar a sincronização da roda mandada a engrenar com o anel de sincronização, é necessária uma variação do momento angular da roda mandada. Esta variação é representada por um impulso que actua durante o tempo de sincronização, e é igual ao produto deste pelo binário equivalente. Vem então:

$$I = B \cdot \Delta t = J_{red} \cdot \Delta \omega$$

Desta forma, para se obter o binário necessário para promover a variação de velocidade, basta escrever:

$$B = J_{red} \cdot \frac{\Delta \omega}{\Delta t}$$

Os binários associados ao impulso de sincronização durante as passagens de velocidade com utilização da embraiagem são então os apresentados no Gráfico 10. São mostradas apenas 4 hipóteses, correspondentes às subidas de velocidade, pelo facto de os valores respeitantes às reduções serem iguais.



**Gráfico 10 – Binários relativos ao impulso de sincronização com utilização de embraiagem**

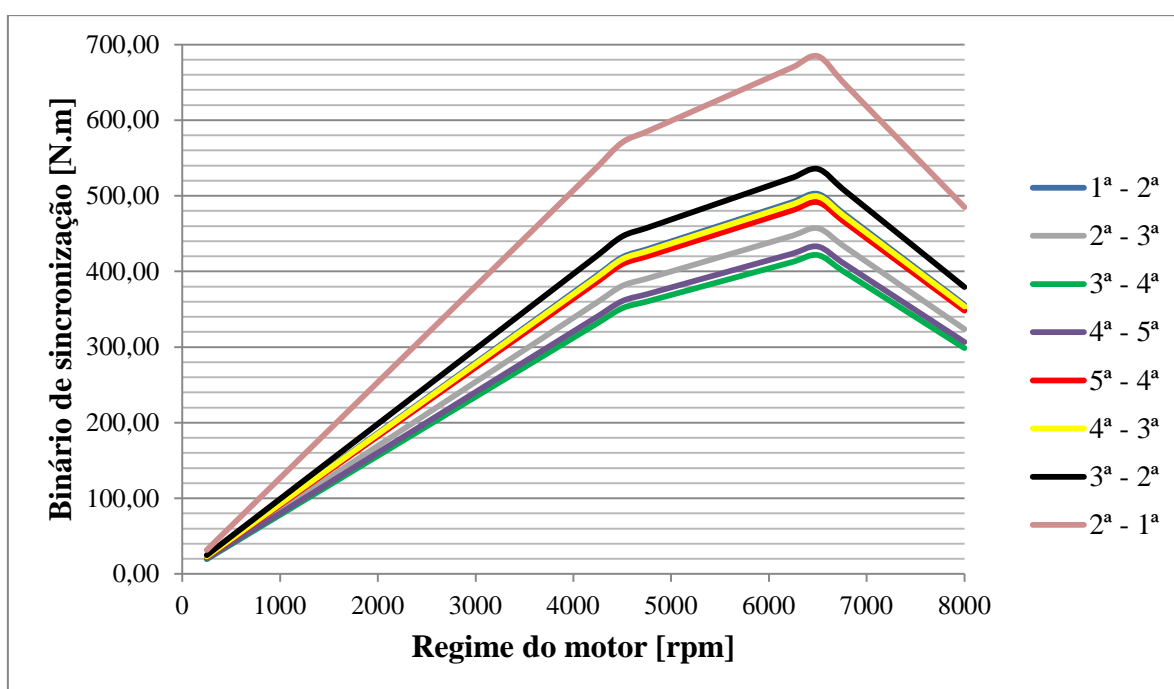
Relativamente à situação de mudança de velocidade sem utilização de embraiagem, os binários necessários à sincronização têm os mesmos valores que são apresentados no

Gráfico 10 (o maior tempo de sincronização é compensado pelo maior momento de inércia). No entanto, o binário exercido nos *crabots* será a soma no binário de sincronização com o binário produzido pelo motor e aplicado na roda mandada a engrenar. Ou seja:

$$B_t = M_{mot} \times R_t + B$$

onde  $B_t$  representa o binário total sentido nos *crabots*,  $M_{mot}$  o momento produzido pelo motor em cada regime,  $R_t$  a relação de transmissão da velocidade a engrenar e  $B$  o binário de sincronização.

Desta forma, os valores de binário sentidos no anel de sincronização serão os seguintes:



**Gráfico 11 – Binários relativos ao impulso de sincronização sem utilização de embraiagem**

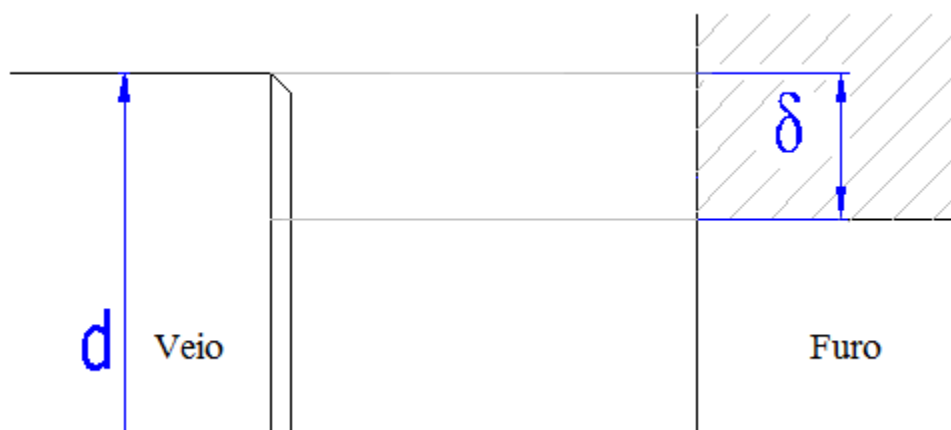
E os valores máximos serão, para cada velocidade, os apresentados na **Tabela 8**.

**Tabela 8 – Valores máximos de binário no engrenamento**

	1ª - 2ª	2ª - 3ª	3ª - 4ª	4ª - 5ª	5ª - 4ª	4ª - 3ª	3ª - 2ª	2ª - 1ª
B [N.m]	502,52	457,09	421,60	432,93	491,49	499,36	535,57	684,68

### 3.7 Ligações por interferência

Como forma de reduzir a complexidade de construção, assim como para facilitar a alteração de peças da caixa de velocidades, foi determinado que a ligação entre as rodas mandadas e o postigo onde estão os *crabots* se faria por interferência. Este tipo de ligação pressupõe uma interferência de diâmetros entre um veio e um furo de forma a promover uma força de atrito tal que seja capaz de transmitir a potência necessária. Para conseguir tal ligação é necessário um gradiente de temperaturas entre as peças a montar, para que a dilatação do furo por aquecimento permita a montagem no veio, e o seu posterior arrefecimento e consequente regresso às dimensões originais promova a ligação entre ambas. Desta forma, torna-se necessário conhecer os valores máximos de binário suportados pela ligação roda mandada-postigo para cada velocidade, de forma a saber qual a interferência necessária para a transmissão de binário sem escorregamento. Os valores máximos são então correspondentes às situações de troca de caixa no regime de binário máximo do motor, e cujos valores são apresentados na **Tabela 8**.


**Figura 44 – Ligação por interferência**

Utilizando a ferramenta do MitCalc para cálculo de ligações por interferência, e tendo em conta as especificidades do material e o tipo de utilização foram obtidos os seguintes dados (a temperatura de aquecimento do furo pressupõe um arrefecimento do veio a  $-10^{\circ}\text{C}$ , facilmente obtido com qualquer congelador doméstico):

**Tabela 9 – Parâmetros da ligação por interferência na 1ª velocidade**

Binário transmitido	700	[N.m]
Diâmetro do veio	58	[mm]
Diâmetro exterior do furo	77	[mm]
Comprimento funcional da ligação	9,5	[mm]
Interferência da ligação	172	[ $\mu\text{m}$ ]
Pressão de contacto	130,7	[MPa]
Força de atrito	40714	[N]
Temperatura de aquecimento do furo	342,7	[ $^{\circ}\text{C}$ ]

**Tabela 10 – Parâmetros da ligação por interferência na 2ª velocidade**

Binário transmitido	560	[N.m]
Diâmetro do veio	58	[mm]
Diâmetro exterior do furo	77	[mm]
Comprimento funcional da ligação	9,5	[mm]
Interferência da ligação	152,4	[ $\mu\text{m}$ ]
Pressão de contacto	115,6	[MPa]
Força de atrito	36022	[N]
Temperatura de aquecimento do furo	313,3	[ $^{\circ}\text{C}$ ]

**Tabela 11 - Parâmetros da ligação por interferência na 3ª velocidade**

Binário transmitido	520	[N.m]
Diâmetro do veio	58	[mm]
Diâmetro exterior do furo	77	[mm]
Comprimento funcional da ligação	6	[mm]
Interferência da ligação	189,5	[μm]
Pressão de contacto	144,1	[MPa]
Força de atrito	28360	[N]
Temperatura de aquecimento do furo	368,9	[°C]

**Tabela 12 - Parâmetros da ligação por interferência na 4ª velocidade**

Binário transmitido	500	[N.m]
Diâmetro do veio	58	[mm]
Diâmetro exterior do furo	77	[mm]
Comprimento funcional da ligação	6	[mm]
Interferência da ligação	183,7	[μm]
Pressão de contacto	139,7	[MPa]
Força de atrito	27483	[N]
Temperatura de aquecimento do furo	360	[°C]

**Tabela 13 - Parâmetros da ligação por interferência na 5ª velocidade**

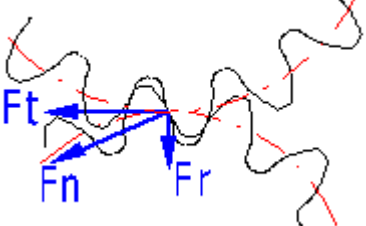
Binário transmitido	700	[N.m]
Diâmetro do veio	40	[mm]
Diâmetro exterior do furo	66	[mm]
Comprimento funcional da ligação	20	[mm]
Interferência da ligação	108,9	[μm]
Pressão de contacto	175,9	[MPa]
Força de atrito	75135	[N]
Temperatura de aquecimento do furo	321,5	[°C]

Embora os valores de binário relativos a cada velocidade sejam os do seu engrenamento no regime de máximo binário, a 5ª velocidade, correspondente à relação fixa, deve ser capaz de suportar o binário máximo atingido em qualquer relação, de forma a conseguir suportar o esforço sem escorregamento. Desta forma se explica o valor de 700 N.m para o binário transmitido na 5ª velocidade.

### 3.8 Selecção de rolamentos

A escolha dos rolamentos é um factor fundamental para a performance da caixa de velocidades. Para os apoios dos veios no cárter serão utilizados rolamentos de esferas convencionais, ao passo que entre o veio de saída e as rodas mandadas serão utilizados rolamentos de agulhas, para permitir um menor atravancamento.

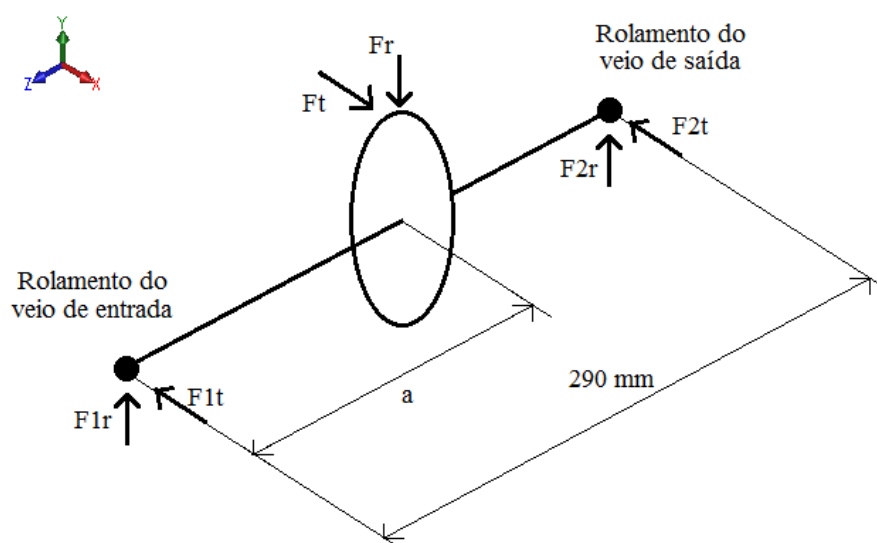
O primeiro passo a dar na escolha dos rolamentos é o conhecimento das forças aplicadas em cada um. Assim, a Tabela 14 indica as forças actuantes em cada par de engrenagem.

	$F_t$ [N]	$F_r$ [N]	$F_n$ [N]
1ª velocidade	12155	4456	13029
2ª velocidade	9661	4327	10586
3ª velocidade	8588	3846	9410
4ª velocidade	7524	2904	8066
5ª velocidade	7026	3147	7699

**Tabela 14 – Forças actuantes em cada engrenagem**

#### Rolamentos dos veios

Em primeiro lugar, para a escolha dos rolamentos dos veios é necessário ponderar sobre as forças que actuam em cada apoio (Figura 45).



**Figura 45 – Diagrama das forças actuantes nos rolamentos**

Com base na Figura 45, podem então ser escritas as equações de equilíbrio de forças e de momentos:

$$\begin{aligned}\sum F_x &= 0 \Leftrightarrow F_{1t} = F_t - F_{2t} \\ \sum F_y &= 0 \Leftrightarrow F_{1r} = F_r - F_{2r} \\ \sum M_x &= 0 \Leftrightarrow 0,29 \times F_{2r} - a \times F_r = 0 \Leftrightarrow F_{2r} = \frac{F_r \times a}{0,29} \\ \sum M_y &= 0 \Leftrightarrow -a \times F_t + 0,29 \times F_{2t} = 0 \Leftrightarrow F_{2t} = \frac{a \times F_t}{0,29}\end{aligned}$$

O que resulta em:

**Tabela 15 – Valores das forças normais e tangenciais nos rolamentos dos veios de entrada e de saída**

	a [m]	F <sub>1r</sub> [N]	F <sub>2r</sub> [N]	F <sub>1t</sub> [N]	F <sub>2t</sub> [N]
1ª velocidade	0,191	1521,19	2934,81	4149,47	8005,53
2ª velocidade	0,163	1894,93	2432,07	4230,85	5430,15
3ª velocidade	0,108	2413,70	1432,30	5389,71	3198,29
4ª velocidade	0,09	2002,76	901,24	5188,97	2335,03
5ª velocidade	0,033	2788,89	358,11	6226,49	799,51

E dado que a força actuante em cada rolamento é a resultante da força radial com a tangencial:

**Tabela 16 – Valores das resultantes das forças nos rolamentos dos veios de entrada e de saída**

	F <sub>1</sub> [N]	F <sub>2</sub> [N]
1ª velocidade	4419,51	8526,53
2ª velocidade	4635,82	5949,91
3ª velocidade	5905,50	3504,36
4ª velocidade	5562,05	2502,92
5ª velocidade	6822,54	876,05

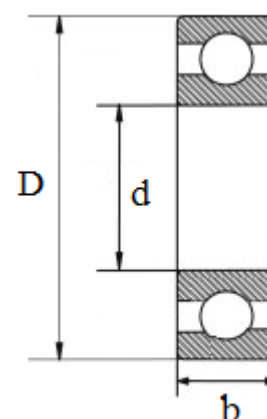


As condições de carregamento aqui apresentadas são válidas quer para os veios de entrada e de saída quer para o veio intermédio. Assim sendo, para escolher os rolamentos deve ser tido em conta a condição de máximo carregamento (8526,53 N) verificada na primeira velocidade, no regime de binário máximo, que ocorre às 6500 rpm.

Utilizando os catálogos online disponibilizados pela SKF foram escolhidos os rolamentos tendo em conta as condições de carga máxima e velocidade de funcionamento. Optou-se por rolamentos de esferas de fila única e as dimensões necessárias são:

**Tabela 17 – Parâmetros de escolha dos rolamentos de esferas**

	d [mm]	D [mm]	b [mm]	n [rpm]
Veio de entrada	25	62	17	6500
Veio de saída	30	72	19	2453
Veio intermédio	17	40	16	6220

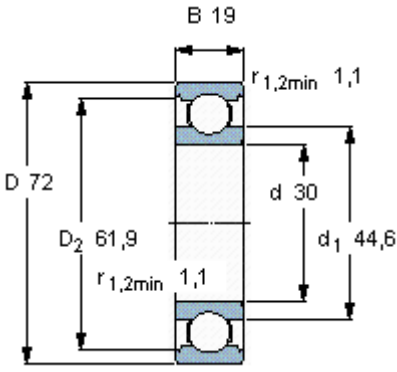


As escolhas para os rolamentos foram:

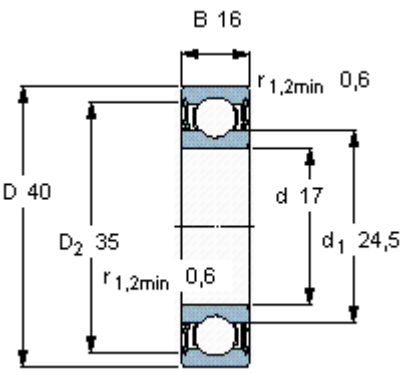
**Tabela 18 – Características do rolamento do veio de entrada**

Veio de entrada		SKF 6305
D [mm]	62	
d [mm]	25	
B [mm]	17	
C [kN]	23,4	
C <sub>0</sub> [kN]	11,6	
P <sub>u</sub> [kN]	0,49	
n máx [rpm]	16000	

**Tabela 19 – Características do rolamento do veio de saída**

Veio de saída		SKF 6306
D [mm]	72	
d [mm]	30	
B [mm]	19	
C [kN]	29,6	
$C_0$ [kN]	16	
$P_u$ [kN]	0,67	
n máx [rpm]	13000	

**Tabela 20 – Características dos rolamentos do veio intermédio**

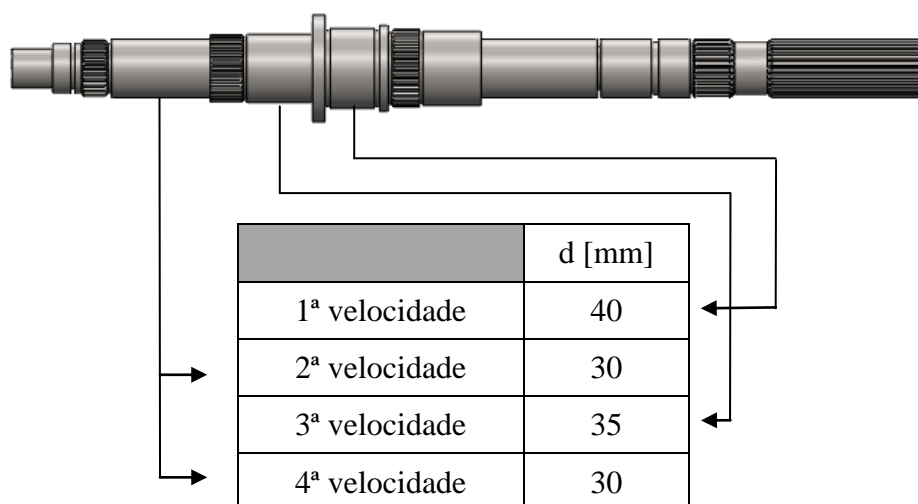
Veio intermédio		SKF 62203 – 2RS1
D [mm]	40	
d [mm]	17	
B [mm]	16	
C [kN]	9,56	
$C_0$ [kN]	4,75	
$P_u$ [kN]	0,2	
n máx [rpm]	12000	

O limite de carga estático  $C_0$  não é um factor preocupante visto que se relaciona com o peso do conjunto de engrenagens (cerca de 110 N). Em relação ao limite de carga dinâmico  $C$ , todos os rolamentos garantem valores acima dos 8,5 kN necessários. A carga limite de fadiga  $P_u$  é uma medida do comportamento do rolamento ao longo de um elevado número de ciclos. Nesta situação, apontam para o facto de o rolamento estar sujeito a fadiga com as cargas verificadas. Esta situação não é necessariamente limitante pelo facto de uma caixa de velocidades de competição ser inspecionada regularmente, com possível substituição de rolamentos.

## Rolamentos dos carretos

Para a selecção dos rolamentos dos carretos foram tidas em conta as resultantes  $F_n$  das forças em acção no engrenamento e que foram descritas na Tabela 14. Foi optado por rolamentos de agulhas por serem os únicos compatíveis com as diferenças de diâmetro entre o veio de saída e os carretos. Os diâmetros necessários são apresentados na Tabela 21.

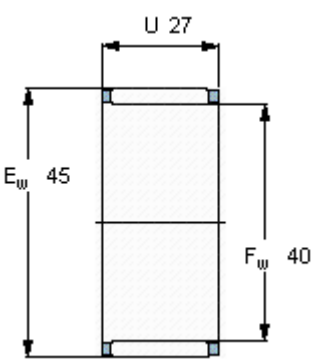
**Tabela 21 – Diâmetro do veio em cada carreto**



	d [mm]
1ª velocidade	40
2ª velocidade	30
3ª velocidade	35
4ª velocidade	30

E as escolhas de rolamentos foram:

**Tabela 22 – Características do rolamento do carreto de 1ª velocidade**

1ª velocidade		SKF K40x45x27
$E_w$ [mm]	45	
$F_w$ [mm]	40	
U [mm]	27	
C [kN]	31,4	
$C_0$ [kN]	73,5	
$P_u$ [kN]	9	
n máx [rpm]	12000	

**Tabela 23 – Características dos rolamentos dos carretos de 2ª e de 4ª velocidades**

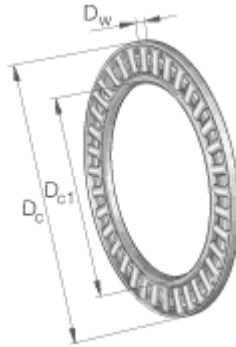
2ª e 4ª velocidades		SKF K30x35x27
$E_w$ [mm]	35	
$F_w$ [mm]	30	
$U$ [mm]	27	
$C$ [kN]	29,2	
$C_0$ [kN]	60	
$P_u$ [kN]	7,35	
$n$ máx [rpm]	15000	

**Tabela 24 – Características do rolamento do carreto de 3ª velocidade**

3ª velocidade		SKF G35x42x4
$E_w$ [mm]	42	
$F_w$ [mm]	35	
$U$ [mm]	30	
$C$ [kN]	37,4	
$C_0$ [kN]	68	
$P_u$ [kN]	8,5	
$n$ máx [rpm]	13000	

Os rolamentos escolhidos mostram-se capazes de suportar a carga dinâmica, que neste caso é dada pela força  $F_n$  verificada em cada par de engrenagens e é descrita na Tabela 14. O limite de carga estática  $C_0$  nunca é atingido pelo facto de estar relacionado apenas com a massa de cada carreto. Tal como nos rolamentos dos veios, a carga limite de fadiga  $P_u$  destes rolamentos não garante o seu funcionamento sem sofrer efeitos de fadiga. No entanto, pelo mesmo motivo apresentado anteriormente (periodicidade de inspecção) este não será um factor limitante.

Para diminuir o atrito entre as peças em rotação a diferentes velocidades foram montados entre estas (nomeadamente entre as rodas de sincronização e os carretos) rolamentos axiais da série AXK da SKF. Pelo facto de as engrenagens não produzirem cargas axiais, o único parâmetro a ter sido considerado foi o do diâmetro do veio.



**Figura 46 – Rolamento axial da série AXK**

### 3.9 Selecção de materiais

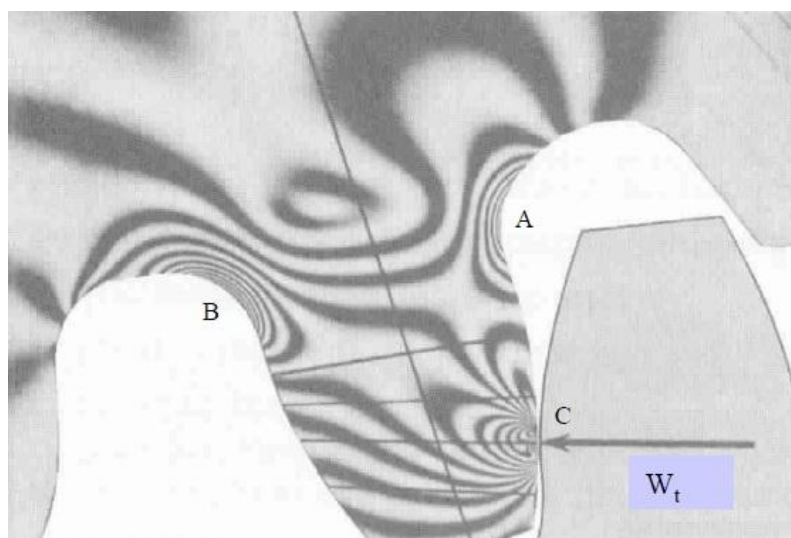
Para a selecção do aço no qual os componentes serão fabricados, é necessário ter em conta as exigências ao nível de esforços mecânicos. Em primeira abordagem, pretende-se que os componentes da caixa de velocidades, quer as engrenagens quer os sistemas de sincronização, possuam duas características fundamentais:

- Tenacidade suficiente para permitir absorver a energia dos choques resultantes do engrenamento e das passagens de velocidades.
- Elevada dureza superficial para prevenir o desgaste prematuro das superfícies em contacto.

Desta forma, decidiu recorrer-se a um aço de construção, ao qual se aplicou um tratamento superficial de cementação para aumentar a dureza superficial, mantendo inalterada a tenacidade do núcleo.

No entanto, para seleccionar correctamente o aço é necessário conhecer os esforços a que este estará sujeito e calcular a tensão de cedência mínima que lhe é exigida para garantir um funcionamento sem ser atingido o domínio plástico.

Existem dois tipos de esforços a ter em consideração numa engrenagem (4). Observando-se a Figura 47, verifica-se que uma é a tensão de flexão provocada pelo engrenamento na raiz do dentado (A e B) e outra é a tensão resultante do contacto entre os dentes (C).



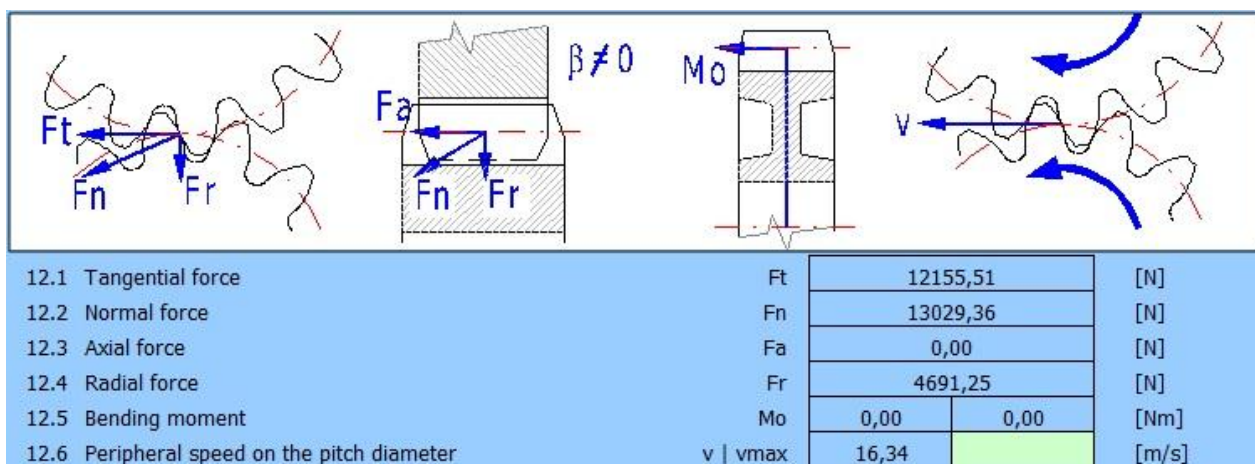
**Figura 47 – Tensões existentes no engrenamento (7)**

Para o processo de cálculo da mínima tensão de cedência necessária, foram tomados em conta alguns pressupostos:

- Foi utilizado para cálculo apenas o carreto de 1ª velocidade do veio intermédio, dado que este é o que possui a máxima velocidade angular em qualquer instante.
- A velocidade linear no círculo primitivo apenas seria atingida quando o motor atingisse o regime de 8000 rpm, o que dificilmente se verificará na 1ª velocidade.
- As forças resultantes do engrenamento foram obtidas para uma potência de 200 kW, que excede a potência real desenvolvida pelo motor.

Todas estas particularidades permitem a existência de um bom coeficiente de segurança no cálculo da mínima tensão de cedência necessária.

As forças em actuação na engrenagem de 1ª velocidade foram obtidas no MitCalc, e são exibidas na Figura 48.



**Figura 48 – Forças no engrenamento da 1ª velocidade**

Assim sendo, e dado que a durabilidade não é um ponto fundamental do projecto, pelas razões apresentadas anteriormente, a equação seguinte pode ser utilizada para determinar a tensão de flexão na raiz do dente (4):

$$\sigma = \frac{F}{F m Y} K_v F_t$$

onde (para perfis maquinados):

$$K_v = \frac{6,1 + V}{6,1}$$

e:

$F_t$  – força tangencial na engrenagem [N]

$F$  – largura do carreto [mm]

$m$  – módulo da engrenagem [mm]

$Y$  – factor de Lewis (igual a 0,261 para um carreto de 13 dentes e diâmetro primitivo unitário)

Então, a tensão de flexão na raiz do dente será:

$$\sigma = \frac{F}{20 \times 3 \times 0,261 \times 9,43} \frac{3,62 \times 12155,51}{F} = 297,97 \text{ MPa}$$

Por outro lado, é necessário garantir uma dureza superficial que permita suportar os esforços de contacto entre os dentes. Para tal, e seguindo a norma ANSI/AGMA 2001-D04 (4), vem:

$$S_c [\text{MPa}] = 2,22 \times HB + 200 [\text{MPa}]$$

onde o factor  $S_c$  está tabelado e é, para um aço de cementação e para garantir uma eficácia de 99% em  $10^7$  ciclos, de 1241 MPa.

Assim sendo, a dureza superficial necessária calculada é de 468,92 HB, o que corresponde a 48,5 HRC. Desta forma, as condições necessárias ao aço para garantir a resistência à flexão na raiz do dente e ao desgaste por contacto serão:

$\sigma_{ced} \geq 300 \text{ MPa}$ <i>Dureza superficial</i> $\geq 49 \text{ HRC}$
--

O aço seleccionado foi o aço de cementação G 15 Special da FRamada, fornecido em perfis circulares no estado recozido, e cujas características são apresentadas de seguida, na Tabela 25.

**Tabela 25 – Características do aço escolhido**

<b>G15 Special</b>			
Composição	C	0,14	[%]
	Si	0,40	[%]
	Mn	0,55	[%]
	Cr	0,75	[%]
	Ni	3,25	[%]
Características mecânicas	Dureza	25	[HRC]
	Rm	1350	[MPa]
	Rp0,2	750	[MPa]
	A	9	[%]
Tratamentos térmicos	Recozido	630 - 650	[°C]
	Cementação	880 - 930	[°C]
	Têmpera	830 - 880	[°C]
	Revenido	170 - 550	[°C]

Para garantir o cumprimento da dureza superficial, o aço deverá sofrer um tratamento superficial de cementação, para garantir uma dureza superficial de cerca de 67 HRC, dada por um teor de carbono à superfície de cerca de 0,8 a 1,1% (9).

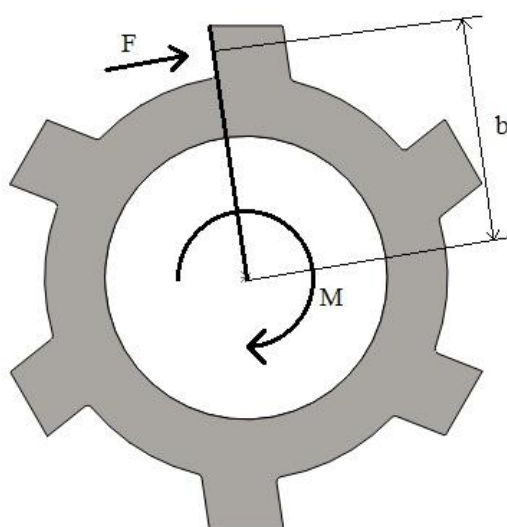
Devido ao facto de ser necessário aquecer os postigos dos carretos para a sua montagem nas ligações por interferência a temperaturas de cerca de 370 °C, deve ter-se em conta o facto de se entrar na zona de revenido. Para uma temperatura de 370 °C neste tipo de aços, a dureza deverá decrescer até aos 50 HRC num tratamento térmico com uma duração de cerca de uma hora (9). No entanto, e pelo facto de o aquecimento se verificar durante um muito menor espaço de tempo, a dureza superficial de mais de 49 HRC é garantida quer nos carretos quer nos postigos.



### 3.10 Análise estrutural dos *crabots*

Uma vez que já são sabidos quais os momentos máximos que os *crabots* sofrem, coloca-se a questão da sua integridade estrutural. Para garantir que são capazes de suportar as cargas neles aplicadas sem sofrerem deformação, deve ser calculada a tensão máxima resultante do seu funcionamento e garantir que esta não ultrapassa a tensão limite elástica do material.

Então, para determinar qual a força actuante em cada *crabot* a partir dos momentos máximos por eles suportados (definidos na secção 3.6.5), basta recorrer à definição de momento.



**Figura 49 – Relação entre momento aplicado e força actuante nos *crabots***

Assim sendo, pode escrever-se:

$$M = \sum F_i b_i$$

No entanto, dado que a força será repartida igualmente pelos 6 *crabots*, esta será calculada da seguinte forma:

$$F = \frac{M}{6b}$$

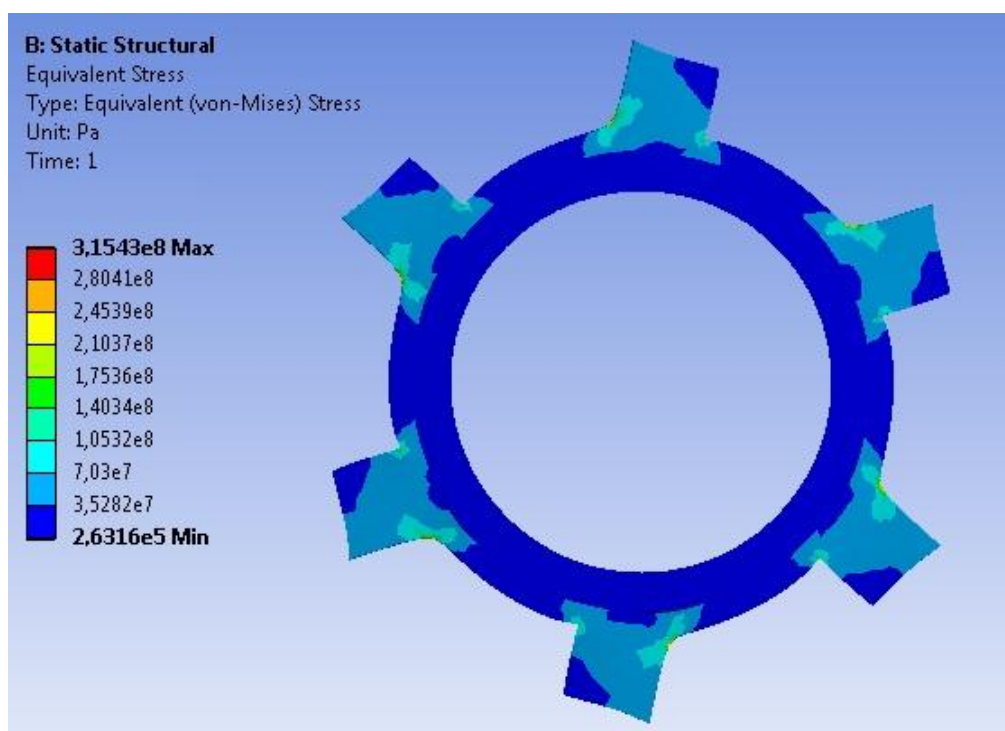
sendo  $b$  a distância eixo de rotação ao ponto médio da face lateral do *crabot* e que tem de valor 44,75 mm. Os valores então resultantes da força máxima em cada *crabot*, associados aos valores de binário máximo de engrenamento obtidos previamente são apresentados na Tabela 26.

**Tabela 26 – Valores máximos de força sentidos pelos *crabots* associados a cada velocidade**

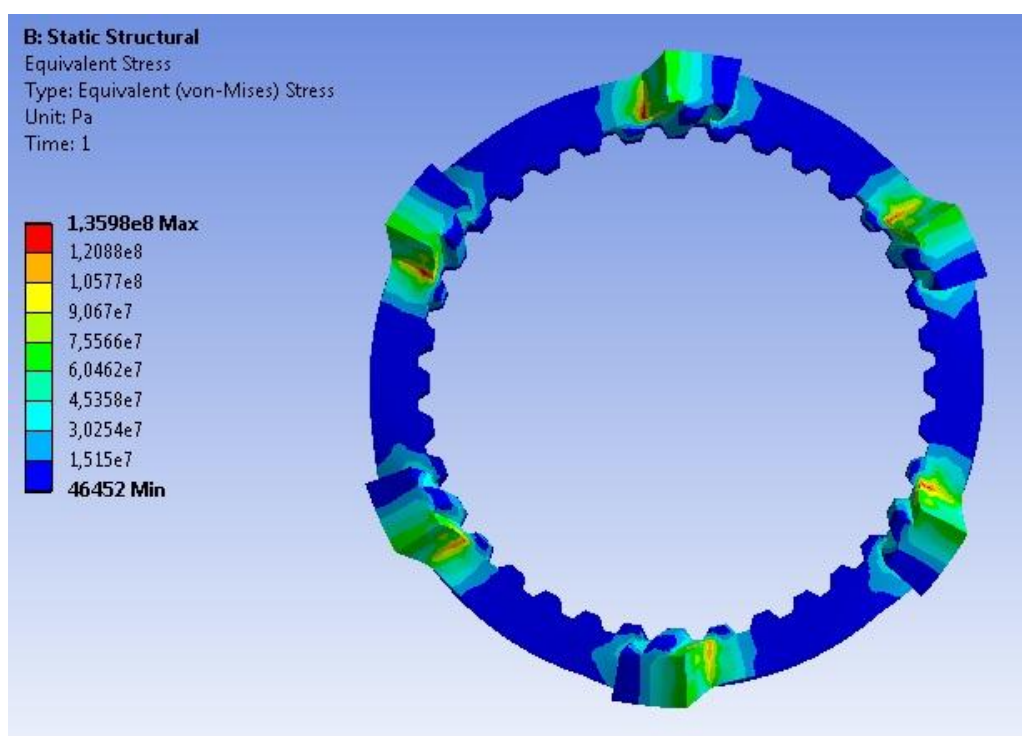
	1 <sup>a</sup>	2 <sup>a</sup>	3 <sup>a</sup>	4 <sup>a</sup>	5 <sup>a</sup>
B [N.m]	700,0	560,0	520,0	500,0	700,0
F [N]	2607,1	2085,7	1936,7	1862,2	2607,1

Com os valores obtidos foi feita a análise de tensões no anel de sincronização e nos postigos dos carretos pelo critério da tensão equivalente de von-Mises e com recurso ao software ANSYS Inc. São em seguida apresentadas imagens respeitantes aos resultados obtidos para a primeira velocidade (Figura 50 e Figura 51) e os valores referentes aos restantes resultados (

Tabela 27).



**Figura 50 – Análise das tensões pelo critério de von-Mises para o postigo do carreto de 1<sup>a</sup> velocidade**



**Figura 51 – Análise das tensões pelo critério de von-Mises para o anel de sincronização de 1ª velocidade**

**Tabela 27 – Tensões máximas obtidas pelo critério de von-Mises**

		$\sigma_{\text{equiv}}$ [Pa]
1ª	Anel	$1,36 \times 10^8$
	Postiço	$3,16 \times 10^8$
2ª	Anel	$1,15 \times 10^8$
	Postiço	$1,88 \times 10^8$
3ª	Anel	$1,09 \times 10^8$
	Postiço	$2,40 \times 10^8$
4ª	Anel	$1,04 \times 10^8$
	Postiço	$2,38 \times 10^8$
5ª	Anel	$1,36 \times 10^8$
	Postiço	$2,74 \times 10^8$

Uma vez que a tensão limite de cedência do aço seleccionado é de  $7,5 \times 10^8$  Pa, o material mostra-se capaz de suportar as solicitações de força decorrentes do normal funcionamento da caixa.



## 4 Discussão de resultados

As alterações promovidas à caixa de velocidades original permitiram a criação de uma caixa de velocidades de competição de acordo com os requisitos de um órgão mecânico deste tipo. Os componentes idealizados mostram, através de análise estrutural, capacidade para suportar as cargas que lhes são imprimidas pelo normal funcionamento da caixa, quer no que diz respeito ao engrenamento quer com a utilização da embraiagem quer sem a utilização de embraiagem. No entanto, coloca-se uma reserva no funcionamento do sistema de engrenamento da marcha-atrás. Embora a modelação 3D constitua uma boa aproximação às condições reais, não garante o funcionamento pretendido. Uma vez que pode dar-se o caso de a marcha-atrás não engrenar com a facilidade pretendida, poderá ser necessário alterar o projecto após a fabricação e os testes.

Relativamente à dinâmica da sincronização, os tempos de engrenamento calculados mostram-se de acordo com o espectável para uma caixa de velocidades de competição, com tempos de engrenamento máximos na ordem dos 0,2 segundos para as velocidades superiores à primeira. Estes mostram-se superiores nas passagens de caixa sem utilização de embraiagem. No entanto, numa situação de corrida, a ausência do tempo associado à actuação da embraiagem por parte do condutor deverá compensar esta diferença. Assim sendo, espera-se que a troca de velocidades sem utilização de embraiagem seja mais célere.

Deve referir-se que todos os resultados aqui apresentados são referentes a simulações por software e análise teórica. Para conhecer o verdadeiro comportamento de cada componente e a performance geral da caixa de velocidades serão necessários testes em funcionamento que submetam os componentes às solicitações reais.



## 5 Conclusões

Após a recolha de todos os resultados, pode dizer-se que o projecto foi bem sucedido. Foi possível, a partir de uma caixa de velocidades comum, projectar uma caixa de velocidades de competição mantendo os custos e a complexidade de fabrico baixos.

A utilização de uma relação de 5ª directa faz com que o binário nunca seja desmultiplicado no veio de saída e que as quedas de rotação sejam baixas, o que constitui um factor fundamental em pista pelo facto de se utilizar o motor sempre na faixa preferencial de binário.

O carácter dinâmico da caixa de velocidades está patente no facto de a sua montagem e desmontagem se fazer de forma simples e na possibilidade de fácil alteração das suas razões de transmissão. Mostra-se capaz de suportar todas as solicitações a que é sujeita no decorrer do seu funcionamento, mesmo quando sujeita a passagens de caixa sem utilização de embraiagem.





## 6 Propostas de Trabalhos Futuros

Para além dos testes em pista necessários para comprovar a verdadeira performance da caixa de velocidades, existem ainda possibilidades de evolução do projecto, nomeadamente a nível de:

- Geometria dos *crabots* (ângulo e número)
- Formato das pistas dos anéis de sincronização (como forma de reduzir o atrito)
- Diminuição da inércia do conjunto
- Introdução de um sistema de arrefecimento do óleo

## 7 Bibliografia

1. Fiat 131 Mirafiori Profile : Rally Info. [Online] [Citação: 7 de Dezembro de 2011.] <http://www.rallye-info.com/carmodel.asp?car=96>.
2. **Car Bibles**. Car Bibles: The Transmission Bible. [Online] [Citação: 11 de Junho de 2011.] [http://www.carbibles.com/transmission\\_bible.html](http://www.carbibles.com/transmission_bible.html).
3. **Naunheimer, Harald, et al.** *Automotive Transmissions - Fundamentals, Selection, Design and Application*. Berlin : Springer, 2001.
4. **Pereira, Manuel**. *Caixa de velocidades com engrenamento em "crabots" para competição automóvel*. s.l. : FEUP, 2008.
5. **Castro, Paulo Tavares de**. *Órgãos de Máquinas, apontamentos teóricos*. FEUP : s.n.
6. **Lucena, Bruno**. *Estudo da sincronização de engrenamento em caixas de velocidades por crabots*. s.l. : FEUP, 2009.
7. **Croft, Guy**. *Modifying and Tuning Fiat/Lancia Twin Cam Engines*. s.l. : Motor Racing Publications, 1996.
8. **Shigley, Joseph Edward, Mischke, Charles R. e Budynas, Richard Gordon**. *Mechanical Engineering Design*. s.l. : The McGraw-Hill Companies, 2008.
9. **Soares, Pinto**. *Aços - Características e tratamentos*. 1980.
10. **Martins, Jorge**. *Motores de Combustão Interna*. s.l. : Publindústria, Edições Técnicas, 2004. 972-98726-8-6.
11. Wikipedia - Fiat 131 Abarth. [Online] [Citação: 3 de Dezembro de 2011.] [http://en.wikipedia.org/wiki/File:Fiat\\_131\\_Abarth\\_010.jpg](http://en.wikipedia.org/wiki/File:Fiat_131_Abarth_010.jpg).
12. **University of Washington**. *Gear Stress Online Course Resources*.
13. **Stokes, Alex**. *Manual Gearbox Design*. Oxford : Butterworth-Heinemann, 1992.